



TESIS - TM 142501

**STUDI SIMULASI NUMERIK DAN EKSPERIMENTAL
PENGARUH PENAMBAHAN *FINS* BERBENTUK SETENGAH
SILINDER DISUSUN SECARA *STAGGERED* TERHADAP
KINERJA KOLEKTOR SURYA PEMANAS UDARA DENGAN
PLAT PENYERAP *V-CORRUGATED ABSORBER***

SULAIMAN ALI
NRP. 2114202010

DOSEN PEMBIMBING
Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng

PROGRAM MAGISTER
BIDANG KEAHLIAN REKAYASA KONVERSI ENERGI
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2017



THESIS - TM 142501

NUMERICAL SIMULATION AND EXPERIMENTAL STUDY OF HALF CYLINDER FINS ADDITION INFLUENCE IN STAGGERED ARRANGEMENT TO PERFORMANCE OF SOLAR COLLECTOR OF AIR HEATER WITH PLAT V-CORRUGATED ABSORBER

SULAIMAN ALI
NRP. 2114202010

SUPERVISOR
Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng

MAGISTER PROGRAM
FIELD STUDY OF ENERGY CONVERSION ENGINEERING
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2017

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (MT)
di

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

SULAIMAN ALI

NRP. 2114202010

Tanggal Ujian: 16 Januari 2017

Periode Wisuda: Maret 2017

Disetujui oleh:


1. Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng.

NIP. 19531019 197903 1 002


(Pembimbing)


2. Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng.

NIP. 19650505 199003 1 005


(Penguji)

3. Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT.

NIP. 19710405 199702 1 001


(Penguji)

4. Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.

NIP. 19730116 199702 1 001


(Penguji)



An. Direktur Program Pascasarjana
Asisten Direktur

Prof. Dr. Ir. Tri Widjaja, M.Eng.
NIP. 19611021 198603 1 001

KATA PENGANTAR



Assalamu'alaikum Wr Wb.

Segala puji dan syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT, atas limpahan rahmat dan hidayah Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tesis ini dengan judul **Studi Simulasi Numerik dan Eksperimental Pengaruh Penambahan Fins Berbentuk Setengah Silinder disusun Secara Staggered Terhadap Kinerja Kolektor Surya Pemanas Udara Dengan Plat Penyerap V-Corrugated Absorber**. Shalawat dan salam atas junjungan kita Nabi besar Muhammad SAW yang telah membawa umat manusia dari alam kegelapan kealam yang penuh dengan ilmu pengetahuan seperti yang kita rasakan saat ini. Melalui kesempatan ini penulis ingin menghaturkan ucapan terima kasih dan penghargaan setinggi-tingginya kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu baik secara moril maupun materil dalam proses penyelesaian tesis ini, antara lain:

1. Bapak Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng Sekalu Dosen Pembimbing yang selalu memberikan bimbingan arahan dan semangat kepada penulis dalam menyelesaikan Tesis ini.
2. Bapak Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng Selaku Kepala Program Studi Pascasarjana Teknik Mesin FTI-ITS, sekaligus sebagai Dosen Penguji penulis. Terimakasih atas saran dan ilmu yang telah diberikan selama kuliah.
3. Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT selaku Dosen Wali penulis sekaligus sebagai Dosen Penguji penulis yang telah banyak memberi bimbingan, masukan dan semangat dalam menyelesaikan Tesis ini dan juga pada perkuliahan.
4. Bapak Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT selaku Dosen Penguji yang telah banyak memberi masukan, arahan dan semangat kepada penulis.
5. Bapak Ir. Bambang Pramujati, M.Sc. Eng., Ph.D selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS yang selalu memberi semangat kepada penulis.
6. Bapak Dr. Bambang Arie Dwiyanoro, ST., M.Eng selaku Dosen Penulis yang telah memberikan saran dan kritikan kepada penulis baik pada Tesis dan juga pada perkuliahan, serta terimakasih juga penulis sampaikan, yang telah memberikan kesempatan kepada penulis menjadi panitia dari mahasiswa pascasarjana pada acara ICOME 2015 di Denpasar Bali.
7. Bapak Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, ST., M.Eng selaku Dosen Wali Penulis, yang selalu memberikan masukan dan saran kepada penulis.
8. Seluruh Dosen Bidang Studi Rekayasa Konversi Energi dan Seluruh Dosen Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS Surabaya, Terimakasih atas ilmu yang telah diberikan.

9. (Alm) Ayahanda Teungku Ibrahim dan Ibunda Tercinta Cut Nur Linggam yang selalu men Do'akan dan menasehati anak lelaki satu-satunya ini.
10. Istri tercinta Ummu Sujuliani, A.Md yang selalu mendo'akan Penulis dan sabar ditinggal lama-lama di Aceh untuk menyelesaikan pendidikan ini.
11. Bapak Ir. Rusman AR, MSME selaku Dosen dan orangtua angkat bagi penulis di Meulaboh Aceh Barat yang selalu memberi saran dan masukan kepada penulis.
12. Bapak Drs. Alfian Ibrahim, MS, Ibu Dra. Hj. Tjut Suwarni, M.Sc-Ed selaku Rektor dan Wakil Rektor I Pertama Universitas Teuku Umar Meulaboh Aceh serta jajarannya yang telah memberikan Rekomendasi kepada penulis untuk menempuh studi di ITS Surabaya.
13. Bapak Rektor Universitas Teuku Umar (UTU) Prof. Dr. Jasman J Ma'ruf, SE., MBA dan Dekan Fakultas Teknik UTU Bapak Dr. Ir. Komala Pontas dan Dekan FPIK UTU Bapak Dr. Edwarsyah, SP., MP serta Kajur Teknik Mesin FT-UTU Bapak Syurkarni Ali, ST., MT dan Sekjur Bapak Maidi Saputra, ST., MT yang telah memberikan masukan dan dorongan kepada penulis.
14. Kementrian Riset dan Pendidikan Tinggi Republik Indonesia yang telah memfasilitasi penulis untuk menempuh pendidikan jenjang Magister pada program Pra Pascasarjana Fisika ITS dan Pascasarjana Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS dengan Beasiswa Pendidikan Pascasarjana Dalam Negeri (BPPDN) untuk Dosen dan Calon Dosen.
15. Ibu Dr. Melania Suweni Muntini, MT, Bapak Dr. Mochamad Zain, M.Sc, Bapak Drs. Bachtera, M.Si, Bapak Dr.Eng. Mohamad Zikra, ST., M.Eng, Bapak Suntoyo, ST., M.Eng., PhD, Bapak Dr.Eng. Rudi Waseso, ST., MT, terima kasih atas nasehat, saran dan ilmu yang bapak ibu berikan selama di Pra Pasca Sarjana Fisika dan Teknologi Kelautan ITS
16. Keluarga besar saya dan Istrisaya di Aceh, Cek Razali, Kakak Rosmaniar, S.Pd, Poebiet Syarifah Nur, Bang Muhadisin, Adek Kemalasari, SKM, Bang Azmandi, Kak Cut, Kak Ate, Bang Andi Horizon, Bang Azmanto, SE., M.Si yang telah memberikan motivasi, dorongan dan Do'anya kepada penulis, serta ponakan kami Cut Putri, Teungku TR. Fadhloen, Bahul, Mulya, Dek Cut Khiyar, Dek Ahmad Djamalul, Adek Bayi, Cut Kak Innda, Alfat, Dini dan Dila yang selalu mendo'akan Paman, Om nya ini.
17. Guru-guru penulis di Dayah/Pesantren Babussalam Meulaboh dan Darul Muta'allimin Nigan Kab. Nagan Raya di Aceh, Ummi Babussalam, Abu Muslim Has, Tgk. H. Walys Salikin Has, Tgk. Muhammad Yusuf, S.Pd.I, Tgk. Syarifuddin Uhad, S.Pd.I, Tgk. Muhammad Yusran Ali, Tgk. T. Akmal dan Guru-guru kami di Dayah/Pesantren.
18. Teman-teman Se-Angkatan, baik di Pra Pascasarjana maupun di Jurusan Rekayasa Konversi Energi (RKE) dan Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS yang selalau memberikan semangat dan dukungan kepada penulis
19. Teman-teman di Himpunan Mahasiswa Pascasarjana (HMP) ITS 2014-2015, Teman-teman di Forum Silaturahmi Mahasiswa Muslim Pascasarjana

(FORSIMMPAS) ITS 2014-2016 terima kasih atas kebersamaan dan kekeluargaannya.

20. Teman-teman Seperjuangan Pra Pascasarjana dari Daerah Aceh yang tidak bisa saya sebutkan satu persatu, yang tergabung dalam Forum Komikasi Magister Sainstek Aceh-ITS. Be Excellent.! Terima kasih atas Kekeluargaan, kebersamaan dan kekompakan selama di perantauan.
21. Orangtua kami di perantauan, Kekeluargaan Tanah Rencong (KTR), Bapak Ir. Busra A. Rani, Bang Ir. Hamdani Bantasyam, Bang Putra, SE, Bang Syekh Akbar, Bang Kolonel Ir. Said Masykur, Bang Ipda Amren, SH, Bang AKBP Anissullah M. Ridha, SIK., SH., MH, Bang Amir Pasee dan seluruh orang tua kami di KTR Surabaya yang selalu memberikan dorongan serta nasehat.
22. Adek-adek dan Teman-teman Pelajar Mahasiswa Kekeluargaan Tanah Rencong (PMKTR) Surabaya yang selalu bersama dalam kegiatan dan kebersamaan di perantauan.
23. Bapak dan ibu para Karyawan/Staf Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, Pak Sarwono (Pakno), Pak Totok Setiawan, A.Md, Pak Budi Purnomo (Pak Bro Budi), Pak Pamboedi Rahardjo, Mas Luki Triyahya, Mas Andik, Pak Gatot Rusliwandi, Mba Selly Harfenda Junisia, A.Md. Mba Musriani, Mas Abdus Shomad, Pak Mulyono, Pak Endang Rachmat, Pak Sutrisno, Pak Sugianto, ST, Mas Faisal Ibrahim, ST, Mas Ghofur, Terima kasih atas nasehat dan semangat yang selalu diberikan kepada penulis. dan tidak lupa Do'a kami untuk (Alm) Pak Subejo.
24. Teman-teman waktu di S1 dan Teman-teman di Aceh, Adinda Helmi, ST, Iskandar Muda, ST, Riki Tandiyus, ST, Joni Efriadi, ST, Jafar Murni, ST., Sabki Mustafa Habli, S.Sos, Irmansyah, S.Pd, Saiful, Laili Muhammad, dll, Terima kasih atas do'anya.

Penulis menyadari bahwa tesis ini masih terdapat kelemahan dan membutuhkan penyempurnaan. Maka penulis dengan segala kerendahan hati menerima saran dan masukan dari semua pihak demi sempurnanya tesis ini. Akhirnya penulis menaruh secul harapan, semoga tesis ini dapat memberikan manfaat bagi siapa saja yang membacanya.

Wassalammu'alaikum Wr Wb.

Surabaya, 20 Juli 2016
Penulis,

Sulaiman Ali

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR ISI

	Halaman
HALAMAN JUDUL.....	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR TABEL.....	xiii
DAFTAR GAMBAR	xv
 BAB 1 PENDAHULUAN	 1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	4
1.3 Batasan Masalah.....	5
1.4 Tujuan Penelitian	5
1.5 Manfaat Penelitian	6
 BAB 2 KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI.....	 7
2.1 Kajian Pustaka.....	7
2.2 Prinsip kerja sistem kolektor surya	20
2.2.1 Teori perpindahan panas.....	21
2.2.2 Perpindahan panas konduksi	21
2.2.3 Perpindahan panas konveksi.....	21
2.2.4 Perpindahan panas radiasi	21
2.2.5 Konsep tahanan termal dalam kolektor surya.....	22
2.2.6 Analisa perpindahan panas pada kolektor surya pemanas udara	23
2.2.6.1 Koefisien perpindahan panas konveksi antara kaca penutup dengan udara luar.....	23
2.2.6.2 Koefisien perpindahan panas konveksi antara plat <i>absorber</i> dengan kaca penutup	24

2.2.6.3 Koefisien perpindahan panas konveksi antara plat <i>absorber</i> dengan fluida	26
2.2.6.4 Koefisien perpindahan panas radiasi penutup udara luar	28
2.2.6.5 Koefisien perpindahan panas radiasi antara kaca penutup dengan plat <i>absorber</i>	28
2.2.6.6 Koefisien perpindahan panas radiasi antara plat <i>absorber</i> dengan <i>fins</i>	29
2.2.6.7 Faktor efisiensi kolektor.....	30
2.2.6.8 Analisa perpindahan panas di bagian atas kolektor surya	30
2.2.6.9 Analisa perpindahan di bagian bawah kolektor surya	30
2.2.6.10 Koefisien perpindahan panas total	31
2.2.6.11 Faktor perlepasan panas	32
2.2.6.12 Analisa panas yang berguna pada kolektor.....	33
2.2.6.13 Analisa termal efisiensi kolektor surya.....	33
2.3 Penambahan <i>fins</i>	33
 BAB 3 METODE PENELITIAN	 37
3.1 Perencanaan kolektor surya pemanas udara <i>v-corrugated</i>	37
3.1.1 Skema penelitian	37
3.2 Metode penelitian numerik.....	38
3.2.1 Tahap <i>Pre-procesing</i>	39
3.2.2 Tahap <i>Processing</i>	40
3.2.3 Tahap <i>Post-Processing</i>	40
3.3 Parameter-parameter yang dilakukan	41
3.4 Rancangan eksperimental	42
3.4.1 Pra- <i>Design</i> pemilihan <i>fins</i>	42
3.4.2 Ukuran dari <i>fins</i>	43
3.5 Gambaran sistem kerja	44
3.6 Parameter yang diukur dan peralatan penelitian.....	45
3.6.1 Parameter yang diukur.....	45

3.6.2 Parameter-parameter yang digunakan dalam penelitian.....	45
3.7 Peralatan dan bahan penelitian.....	46
3.7.1 Peralatan yang digunakan.....	46
3.8 Tahap-tahap penelitian	48
3.9 <i>Flowchart</i> penelitian.....	50
3.10 <i>Flowchart</i> pengambilan data.....	51
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN	55
4.1 Simulasi Numerik	56
4.1.1 Grid Independensi.....	56
4.1.2 Hasil simulasi	58
4.2 Eksperimental.....	65
4.2.1 Data dimensi kolektor surya.....	65
4.2.2 Perhitungan.....	66
4.3 Pembahasan Grafik.....	72
4.3.1 Analisa energy berguna terhadap variasi intensitas	72
4.3.2 Analisa efisisensi terhadap variasi intensitas radiasi	75
4.3.3 Analisa penurunan tekanan terhadap laju aliran massa	76
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN	77
4.4 Kesimpulan.....	77
4.5 Saran.....	77
DAFTAR PUSTAKA	79
LAMPIRAN.....	83

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Nilai konstanta untuk persamaan <i>enclosures</i>	25
Tabel 3.1	Parameter-parameter pada fluen	41
Tabel 3.2	Diameter dan jarak <i>fins</i>	43
Tabel 3.3	Desain eksperimental	49
Tabel 4.1	Data hasil simulasi numerik	55
Tabel 4.2	Jumlah <i>cell</i> , <i>face</i> dan <i>node</i> dari <i>mesh</i> yang diuji.....	57
Tabel 4.3	Perbedaan temperature dan tekanan hasil simulasi	58

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.2 Kolektor surya pemanas udara pada umumnya	2
Gambar 2.1 Solar kolektor surya plat <i>absorber v-corrugated</i> dengan <i>obstacle</i>	7
Gambar 2.2 <i>Mesh</i> yang digunakan dalam simulasi dengan <i>obstacle</i> 30°, aliran dengan 17 <i>obstacle</i> diatas plat bawah.....	8
Gambar 2.3 Perbandingan antara efisiensi kolektor surya dan bilangan <i>Reynolds</i> pada intensitas radiasi 430 W/m ²	9
Gambar 2.4 Model <i>solar air heater</i> , berdimensi 1200 x 300 x 50 mm dan desain <i>variable</i>	9
Gambar 2.5 Studi parameter (a) Efek dari <i>angle attack</i> (b) Efek dari jarak transversal antar <i>obstacle</i> terhadap <i>Nusselt number</i> dan <i>friction factor</i>	10
Gambar 2.6 Skema peralatan unuk pengujian kolektor surya dengan <i>obstacle</i> dan <i>buffle</i>	11
Gambar 2.7 Kenaikan temperatur terhadap radiasi pada dua laju aliran udara.....	12
Gambar 2.8 Perbandingan efisiensi empat kolektor surya	12
Gambar 2.9 Enam <i>pin fins</i> yang di uji secara numerik.....	13
Gambar 2.10 Bentuk duct yang digunakan dengan penambahan <i>pin fins</i>	13
Gambar 2.11 Perbandingan nilai perpindahan panas perluasan <i>base</i> dan power input perluasan base yang disusun secara <i>Staggered</i> dan <i>Inline</i>	14
Gambar 2.12 Kolektor surya dengan <i>absorber</i> plat datar.....	14
Gambar 2.13 Kolektor surya dengan <i>absorber v-groove</i>	15
Gambar 2.14 Kolektor surya dengan <i>absorber</i> plat datar dengan <i>fins</i>	15
Gambar 2.15 Grafik perbandingan simulasi dan variasi eksperimental efisiensi kolektor <i>flat plate</i> , <i>v-corrugated</i> dan <i>fins</i> kolektor terhadap laju alir udara	16

Gambar 2.16 <i>Obstacle</i> dengan sudut paruh 10°, 20° dan 30°	16
Gambar 2.17 (a) $Q_{loss}=f(I_t)$ untuk kecepatan 0,6 m/s.....	17
Gambar 2.18 Skema kolektor surya (a) Double pass dengan plat datar (DPFPSAH) dan (b) <i>Double pass</i> dengan plat <i>v-corrugated</i> (DPVCPSAH)	18
Gambar 2.19 Kinerja DPFPSAH dan DPCVPSAH.....	19
Gambar 2.20 Skema tahanan termal <i>v-corrugated</i> kolektor surya	23
Gambar 2.21 Skema <i>absorber</i> bentuk <i>V</i> dan kaca penutup	25
Gambar 2.22 Tahanan termal pada isolator bagian bawah	31
Gambar 2.23 Permukaan dengan <i>fins</i>	34
Gambar 2.24 <i>Pin fins</i> yang diuji secara simulasi numerik.....	34
Gambar 3.1 Rancangan kolektor surya <i>v-corrugated absorber</i> dan <i>obstacle</i> dengan penambahan <i>fins</i> berbentuk setengah silinder yang di susun secara <i>staggered</i>	38
Gambar 3.2 <i>Obstacle</i> dan <i>fins</i> yang digunakan pada kolektor surya	38
Gambar 3.3 Geometri kolektor surya <i>v-corrugated absorber</i> dan <i>obstacle</i> dengan <i>fins</i> yang disusun secara <i>staggered</i>	39
Gambar 3.4 Salah satu bentuk <i>Meshing</i> 3D pada kolektor surya	40
Gambar 3.5 Kolektor surya pemanas udara <i>v-corrugated absorber</i>	42
Gambar 3.6 Dimensi <i>fins</i> berbentuk setengah silinder yang disusun secara <i>staggered</i>	43
Gambar 3.7 Skema pengukuran tekanan pada solar kolektor surya	44
Gambar 3.8 Skema kerja dan peralatan.....	44
Gambar 3.9 Titik-titik pengukuran temperature	45
Gambar 3.10 <i>Pyranometer</i>	46
Gambar 3.11 <i>Anemometer</i>	46
Gambar 3.12 <i>Blower</i>	47

Gambar 3.13 <i>Arduino</i>	47
Gambar 3.14 <i>Voltage regulator</i>	47
Gambar 3.15 Lampu halogen	48
Gambar 3.15 <i>Pressure gage</i>	48
Gambar 4.1 Rancangan <i>mesh</i> dari <i>fins</i> 6 mm dengan jarak 0,25L	56
Gambar 4.2 Rancangan <i>mesh</i> dari <i>fins</i> 6 mm dengan jarak 0,5L	56
Gambar 4.3 Rancangan <i>mesh</i> dari <i>fins</i> 6 mm dengan jarak 0,75L	57
Gambar 4.4 Nilai error <i>grid independency</i>	58
Gambar 4.5 Distribusi temperatur pada diameter <i>fins</i> 6 mm.....	59
Gambar 4.6 Distribusi temperatur pada diameter <i>fins</i> 8 mm.....	60
Gambar 4.7 Distribusi temperatur pada diameter <i>fins</i> 10 mm.....	60
Gambar 4.8 Distribusi tekanan pada diameter <i>fins</i> 6 mm.....	61
Gambar 4.9 Distribusi tekanan pada diameter <i>fins</i> 8 mm.....	61
Gambar 4.10 Distribusi tekanan pada diameter <i>fins</i> 10 mm.....	61
Gambar 4.11 <i>Streamline</i> kecepatan pada simulasi dengan <i>fins</i> 10 mm dan jarak 0,25L	63
Gambar 4.12 <i>Streamline</i> kecepatan pada simulasi dengan <i>fins</i> 10 mm dan jarak 0,5L	64
Gambar 4.13 <i>Streamline</i> kecepatan pada simulasi dengan <i>fins</i> 10 mm dan jarak 0,75L	64
Gambar 4.14 <i>Streamline</i> kecepatan pada simulasi dengan <i>fins</i> 6 mm dan jarak 0,75L	63

**STUDI SIMULASI NUMERIK DAN EKSPERIMENTAL PENGARUH
PENAMBAHAN *FINS* BERBENTUK SETENGAH SILINDER DISUSUN
SECARA *STAGGERED* TERHADAP KINERJA KOLEKTOR SURYA
PEMANAS UDARA DENGAN PLAT PENYERAP V-CORRUGATED
ABSORBER**

Nama Mahasiswa : Sulaiman Ali
NRP : 2114202010
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pengajar : Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng

ABSTRAK

Penggunaan energi surya dengan menggunakan kolektor surya telah banyak diteliti untuk mengoptimalkan sumber energi surya yang ada. Salah satu metode untuk memanfaatkan energi surya/energi matahari adalah dengan menggunakan kolektor surya. Pemanfaatan energi surya dengan menggunakan kolektor surya *absorber* telah banyak dimanfaatkan manusia dalam proses pengeringan. Untuk membuat sebuah kolektor surya dengan performansi yang optimal maka efisiensi termalnya perlu ditingkatkan, adapun untuk meningkatkan efisiensi termal kolektor surya salah satunya dengan cara memperluas bidang penyerapan dan meningkatkan koefisien perpindahan panas konveksi dengan menciptakan turbulensi aliran di dalam *duct* kolektor surya *v-corrugated absorber*, turbulensi aliran dapat dicapai dengan memberikan gangguan berupa *obstacle* segitiga dan *fins* setengah silinder terhadap arah aliran pada saluran fluida kerja dibawah plat penyerap panas.

Penelitian ini dilakukan dengan simulasi numerik 3D *Steady flow* dengan *turbulence viscos k-omega SST* dan eksperimental. Adapun tujuan yang diharapkan dari simulasi numerik untuk mengetahui diameter dan jarak *fins* yang optimum dari variasi diameter 6 mm, 8 mm, dan 10 mm, dengan variasi jarak *fins* terhadap *obstacle* 0,25L; 0,5L dan 0,75L, dari hasil simulasi, *fins* paling optimum dilihat berdasarkan rasio $\Delta P/\Delta T$ yaitu *fins* dengan diameter 6 mm dan jarak dengan *obstacle* 0,75L kemudian dilakukan pengujian eksperimen dan memvariasikan laju aliran massa dari 0,002 kg/s; 0,004 kg/s; 0,006 kg/s; 0,008 kg/s dan intensitas radiasi 431, 575 dan 719 Watt/m² terhadap laju perpindahan panas dan efisiensi. Penggunaan bahan yang digunakan untuk *fins* yaitu aluminium pejal, dengan tinggi *fins* 20 mm. Kolektor surya yang digunakan dalam penelitian ini yaitu, kolektor surya yang menggunakan plat *absorber v-corrugated dengan obstacle* dan penambahan *fins* berbentuk setengah silinder yang disusun secara *staggered*.

Hasil yang diperoleh dari pada penelitian ini adalah besarnya energi berguna yang diserap oleh fluida kerja berbanding lurus dengan peningkatan laju aliran massa dan intensitas radiasi. Adapun besarnya efisiensi dari kolektor surya yang di uji berbanding lurus dengan peningkatan laju aliran massa namun berbanding terbalik dengan intensitas radiasi. hasil dari eksperimen Q_{use} paling tinggi pada laju aliran massa sebesar 0,008 kg/s dengan intensitas radiasi 719 Watt/m² yaitu 80,789 Watt dan efisiensi paling tinggi sebesar 93,84% dicapai pada laju aliran massa 0,008 kg/s dengan sebesar 432 Watt/m².

Kata kunci: *absorber*, efisiensi, *fins*, intensitas radiasi, kolektor surya, *obstacle*, Q_{use} , *v-corrugated*,

Halaman ini sengaja dikosongkan

NUMERICAL SIMULATION AND EXPERIMENTAL STUDY OF HALF CYLINDER FINS ADDITION INFLUENCE IN STAGGERED ARRANGEMENT TO PERFORMANCE OF SOLAR COLLECTOR OF AIR HEATER WITH PLAT V-CORRUGATED ABSORBER

Name : Sulaiman Ali
NRP : 2114202010
Major : Mechanical Engineering FTI - ITS
Lecturer : Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng

ABSTRACT

The use of solar energy by using solar collectors has been studied to optimize the available solar energy sources. One method for harnessing solar energy is to use solar collectors. The utilization of solar energy by using solar collector absorber has been commonly used in the drying process. To make a solar collector with performance optimized, the efficiency of its thermal needs to be improved, as for increasing the thermal efficiency of the solar collector one way to expand the field of absorption and enhance the convection heat transfer coefficient by creating turbulence in the duct solar collector v-corrugated absorber, turbulence flow can be achieved by providing obstacle disruption of triangles and half-cylinder fins to the direction of flow of the working fluid channel below the heat sink plate.

This research was conducted with the 3D numerical simulations of turbulence Viscos Steady flow with k-omega SST and experimental. The objectives expected from numerical simulations to determine the diameter and spacing fins optimum of variation in the diameter of 6 mm, 8 mm and 10 mm, with a variation of the distance to the obstacle fins 0,25L; 0,5L and 0,75L, from the simulation results, the most optimum fins seen berdasarkan ratio $\Delta P / \Delta T$ ie fins with a diameter of 6 mm and the distance to the obstacle 0,75L then testing experiments and varying the mass flow rate of 0.002 kg / s ; 0.004 kg / s ; 0.006 kg / s ; 0.008 kg / s and insentitas radiation 431, 575 and 719 Watt / m² on the rate of heat transfer and efficiency. Use of the materials used for the fins are of solid aluminum, with fins 20 mm high. Solar collectors are used in this research, the solar collectors using v-corrugated absorber plate with the obstacle and the addition of a half-cylinder-shaped fins are arranged in staggered.

The Results obtained from this research that the amount of useful energy which absorbed by the working fluid is directly proportional to the increase in the mass flow rate and the intensity of the radiation. The magnitude of the efficiency of solar collectors in the test is directly proportional to the increase in the mass flow rate but is inversely proportional to the intensity of the radiation. results of experimental highest quse the mass flow rate of 0.008 kg / s to the intensity of radiation 719 Watt / m² ie 80.789 Watt and highest efficiency of 93.84% achieved in the mass flow rate of 0.008 kg /s for 432 Watt / m².

Keywords: absorber, efficiency, fins, the intensity of the radiation, solar collectors, obstacle, quse, v-corrugated,

Halaman ini sengaja dikosongkan



BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kebutuhan energi di dunia ini semakin meningkat, peningkatan kebutuhan energi tersebut sejalan dengan meningkatnya laju pertumbuhan penduduk, ekonomi dan perkembangan teknologi di sektor industri. Ketergantungan Indonesia terhadap bahan bakar fosil sangat besar, dan hal ini terlihat dari setiap aktivitas masyarakat Indonesia sehari-hari, yang tidak terlepas dari pemakaian bahan bakar, seperti untuk penerangan, memasak dan transportasi. Bahan bakar fosil merupakan sumber daya alam yang tidak dapat diperbaharui dan semakin hari semakin berkurang. Dari data Indonesia Energy Outlook Badan pengkajian penerapan teknologi, (2015) sampai saat ini Indonesia masih tergantung terhadap energi fosil terutama minyak bumi sebesar 96% (minyak bumi 48%, gas 18% dan batu bara sebesar 30%) dari hasil total konsumsi energi di Indonesia. Seiring dengan kebutuhan energi yang meningkat, cadangan energi fosil yang tersisa semakin menipis, salah satu sumber energi alternatif yang dapat dipergunakan manusia untuk menjadi solusi dari krisis energi saat ini yaitu energi surya/energi matahari.

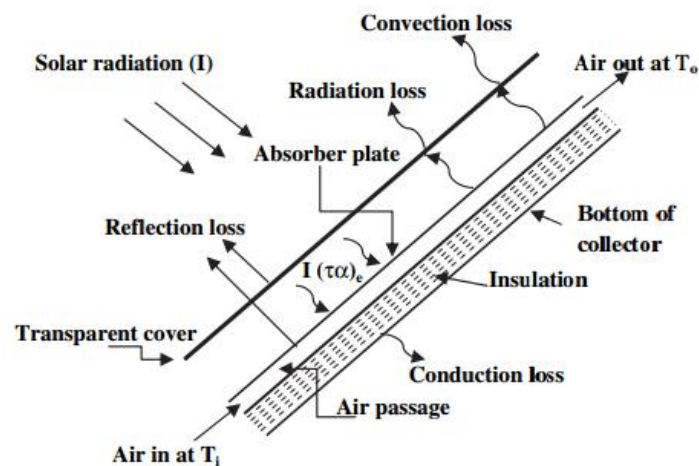
Energi surya merupakan energi yang sangat mudah didapatkan, mengingat negara Indonesia merupakan negara yang dilewati garis khatulistiwa sehingga selalu mendapatkan penyinaran sinar matahari sepanjang tahun dan selain itu energi matahari tidak menghasilkan polutan. Energi surya ini dapat dikonversikan menjadi energi panas yang berguna, biasanya digunakan untuk menghasilkan energi listrik (*solar cell*), atau untuk menghasilkan energi panas yaitu dengan penggunaan solar kolektor, dimana energi panas tersebut, dapat digunakan untuk pemanas air, udara dan material lain yang memerlukan pemanasan atau pengeringan.

Penggunaan energi surya dengan menggunakan solar kolektor telah banyak diteliti untuk mengoptimalkan sumber energi surya yang ada. Kolektor surya pemanas udara pada dasarnya hanya terdiri dari plat penyerap yang menyerap



radiasi surya, saluran tempat udara mengalir, kaca penutup dan blower untuk mengalirkan udara Gambar 1.2.

Pemanas udara tenaga surya membutuhkan perawatan lebih sedikit dan lebih mudah dibandingkan dengan pemanas air.



Gambar 1.2 Kolektor surya pemanas udara pada umumnya (Bhusan, 2010)

Banyak upaya untuk meningkatkan efisiensi kolektor surya diantaranya yaitu menggunakan plat penyerap yang dicat hitam atau diberi lapisan yang mempunyai *absorptance* tinggi dan *emittance* rendah Islamoglu dan Parmaksizoglu, (2003). Untuk meningkatkan koefisien konveksi antara udara dengan plat penyerap adalah dengan mempersempit saluran sehingga aliran menjadi turbulen, mengganti plat penyerap yang umumnya adalah plat datar dengan plat bergelombang *v-corrugated absorber* El-Sebaai, et al, (2011) Naphon, (2007). Pada penelitian lainnya Kumar, et al, (2009), Layek, et al, (2009), Bhushan dan Singh, (2010), Gusta dan Kaushik, (2009) dengan memberi kekasaran buatan pada plat penyerap, baik dalam bentuk susunan kawat (*rib*) atau cekungan (*groove*) pada saluran. Akpinar dan Kocyigit, (2010) Melakukan penggunaan kekasaran buatan atau *turbulence promoters* pada suatu permukaan merupakan cara yang efektif untuk meningkatkan kecepatan perpindahan kalor ke fluida yang mengalir di atasnya. Untuk meningkatkan koefisien perpindahan panas dari plat ke udara dapat juga dilakukan dengan menambahkan *fins* atau *baffles* atau *obstacle*.



Peng, et al., (2010) dalam penelitiannya meneliti tentang *obstacle* yang berbentuk *pin fins* dengan beberapa tinggi dan susunan. Maka hasil yang didapat adalah semakin rapat dan tinggi *fins*, maka efisiensi semakin tinggi. Bekele, et al, (2014) meneliti *obstacle* berbentuk segitiga yang dipasang diatas plat penyerap dengan beberapa susunan, menemukan bahwa semakin rapat dan tinggi *obstacle* segitiga semakin tinggi efisiensi kolektor. Ho, et al, (2009) meneliti *fins* yang dipasang di atas dan di bawah plat penyerap dengan diberi aliran *recycle*. Pada penelitian yang dilakukan oleh Ozgen, et al, (2009) mempelajari kinerja termal suatu pemanas udara dua laluan yang menggunakan kaleng aluminium sebagai *obstacle* dengan dua susunan berbeda. Alta, et al, (2010) meneliti pengaruh *fins* dan jumlah penutup pada suatu kolektor surya pemanas udara. Esen, (2008) membandingkan pemanas udara beberapa laluan dengan tiga macam *obstacles*, diantaranya segitiga lurus, segitiga diketuk horizontal dibagian ujung dan gabungan persegi panjang dengan segitiga yang diketuk horizontal. Romdhane, (2007) meneliti penambahan *baffe* dengan bentuk delta persegi panjang yang dipasang searah dan tegak lurus aliran, serta warna cat plat penyerap. Karsli, (2007) meneliti *obstacle* berupa *fins* yang dipasang dengan dua macam sudut dan pipa tembaga. Sedangkan Kurtbas dan Turgut, (2006) melakukan penelitian pada kolektor udara dengan *fins* yang panjang dan *fins* kecil-kecil dengan total luasan yang sama dan menemukan bahwa *fins* yang kecil-kecil menghasilkan efisiensi lebih tinggi.

Ekadewi, et al, (2014) menyatakan bahwa kolektor surya tipe *v-corrugated absorber plate* menggunakan *obstacle* yang diketuk secara vertikal dapat meningkatkan kinerja. Pada penelitiannya Ekadewi, et al, (2016) menggunakan plat penyerap berbentuk *v-corrugated* dimana dibawah plat penyerap didalam laluan udara ditambahkan *obstacle* berbentuk delta, dan divariasikan sudut penekukan secara *vertikal*.

Pada dasarnya, problem terbesar yang dihadapi kolektor surya pemanas udara yaitu rendahnya koefisien perpindahan kalor konveksi antara permukaan plat penyerap dengan udara yang mengalir menjadi masalah pada kolektor surya pemanas udara. Fenomena ini telah mendorong banyak penelitian, berupa untuk meningkatkan efisiensi kolektor surya pemanas udara.



Kelebihan dari udara adalah udara lebih ringan dan tidak bersifat korosif jika dibandingkan dengan air. Udara dapat digunakan secara langsung untuk proses pengeringan, misalnya pengeringan hasil pertanian, ikan, dan lain-lain. Randall, et al, (2006) meneliti permukaan gelombang bentuk *V* dan mengkorelasikan data dalam bilangan *Reynolds* dan *Nusselt*. Karim, et al, (2007) menyatakan kolektor surya tipe *v-corrugated* lebih efisien 10-15% dari plat datar jika digunakan satu laluan dan lebih efisien 5-11% jika digunakan dua laluan. Dua laluan memberi peningkatan efisiensi paling tinggi jika digunakan pada kolektor plat datar dan paling sedikit di kolektor tipe *v-corrugated*.

Dari beberapa penelitian tersebut, muncul permasalahan yang akan diteliti lebih lanjut mengenai kolektor surya pemanas udara *v-corrugated absorber* dengan *obstacle*. Penelitian tentang kolektor surya *v-corrugated absorber* dan *obstacle* dengan penambahan *fins* yang di susun secara *staggered* belum pernah dilakukan oleh para peneliti sebelumnya, sehingga penulis mengfokuskan penelitian pada kolektor surya *v-corrugated absorber* dan *obstacle* dengan penambahan *fins* berbentuk setengah silinder, yang di susun secara *staggered* di bawah plat penyerap.

1.2 Perumusan Masalah

Penelitian ini yaitu merancang suatu kolektor surya pemanas udara yang merupakan upaya untuk meningkatkan unjuk kerja yang diharapkan yang berupa peningkatan efisiensi dengan penambahan *fins* berbentuk setengah silinder, yang disusun secara *staggered*, yang dapat dimanfaatkan sebagai pemanas atau pengering hasil pertanian yang efektif sebagai pengganti bahan bakar fosil.

Adapun permasalahan pada penelitian ini adalah:

1. Bagaimana pengaruh penambahan *fins* berbentuk setengah silinder yang disusun secara *staggered*, terhadap peningkatan laju perpindahan panas dan efisiensi kolektor surya.
2. Bagaimana pengaruh variasi diameter *fins* dan jarak *fins* terhadap *obstacle* berbentuk setengah silinder, terhadap laju perpindahan panas dan efisiensi kolektor surya.
3. Bagaimana pengaruh kecepatan fluida masuk dan intensitas radiasi terhadap laju perpindahan panas dan efisiensi kolektor surya.



1.3 Batasan Masalah

Dalam penelitian perancangan kolektor surya pemanas udara ini, beberapa batasan masalah dalam penelitian ini, diantaranya sebagai berikut:

1. Analisa performansi kolektor surya dilakukan pada kondisi *steady state*.
2. Aliran udara yang mengalir di dalam *ducting* kolektor surya dianggap satu arah.
3. Penggunaan bahan untuk *fins* terbuat dari aluminium pejal.
4. Penggunaan bahan untuk *obstacle* adalah akrilik.
5. Temperatur *obstacle* dianggap sama dengan temperatur *base*.
6. *Contact resistance* pada *fins* dan plat *absorber* diabaikan.
7. Udara sekeliling kolektor surya dianggap udara diam.
8. Pengambilan data dilakukan di Laboratorium perpindahan panas Jurusan Teknik Mesin ITS, dengan menggunakan lampu halogen sebagai pengganti sinar matahari.
9. Variasi intensitas radiasi lampu halogen di bawah *range* intensitas radiasi maksimal di Surabaya yaitu sekitar 801 Watt/m² (Berdasarkan PVGIS *online application*).
10. Temperature ruangan dianggap konstan ($T_{amb} = 27^{\circ}\text{C}$)
11. Data-data lain yang diperlukan dalam perencanaan dan analisa diambil sesuai dengan literatur yang relevan.

1.4 Tujuan Penelitian

Berdasarkan latar belakang dan rumusan masalah diatas, maka tujuan dari penelitian kolektor surya ini ada dua, yaitu secara simulasi numerik dan secara eksperimental.

Adapun tujuan penelitian secara simulasi numerik yaitu:

1. Mengetahui diameter *fins* yang optimum.
2. Mengetahui jarak *fins* terhadap *obstacle* yang optimum

Adapun tujuan penelitian secara eksperimental yaitu:

1. Menguji performansi dan efisiensi kolektor surya pemanas udara, yang diambil dari hasil simulasi numerik yang paling optimum.



2. Mengetahui pengaruh perubahan kecepatan fluida masuk dan intensitas radiasi terhadap laju perpindahan panas dan efisiensi kolektor surya.
3. Peralatan kolektor surya pemanas udara, yang memiliki efisiensi yang lebih baik.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini yaitu:

1. Mengurangi penggunaan bahan bakar fosil, dan mengoptimalkan penggunaan sumber energi alternatif dalam bidang pengeringan.
2. Memberikan solusi terhadap permasalahan krisis energi.
3. Mengetahui diameter dan jarak optimum dari *fins*.



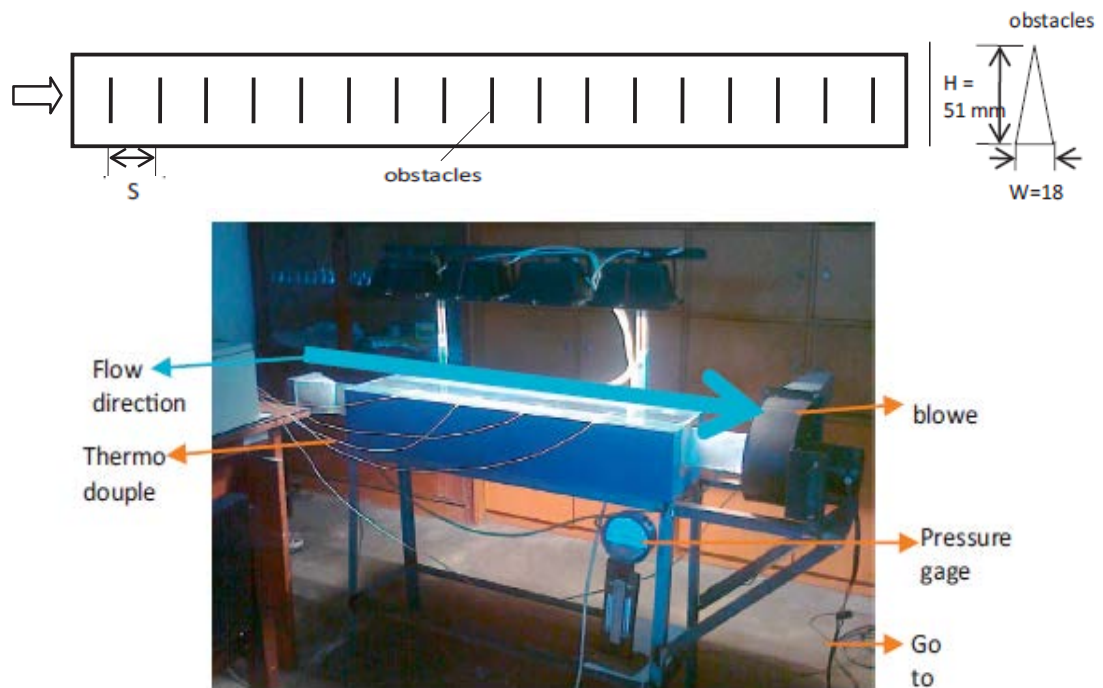
BAB 2

KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Kajian Pustaka

Beberapa penelitian terdahulu tentang solar kolektor *v-corrugated absorber* dan kolektor surya dengan menggunakan *obstacle* atau *fins* yang dapat dijadikan referensi dalam penelitian ini antara lain yaitu:

Ekadewi, et al, (2014), melakukan penelitian pengujian pada kolektor surya pemanas udara dengan plat penyerap jenis *v-corrugated* yang diberi *obstacle* pada lantai saluran udara seperti yang terlihat pada Gambar 2.1. Studi ini berupa simulasi numerik dan eksperimen dari kolektor surya yang bertujuan untuk mempelajari pengaruh penekukan *obstacle* dalam perpindahan kalor secara konveksi dari plat penyerap ke aliran udara di bawahnya dan penurunan tekanan yang terjadi dalam suatu kolektor surya pemanas surya.



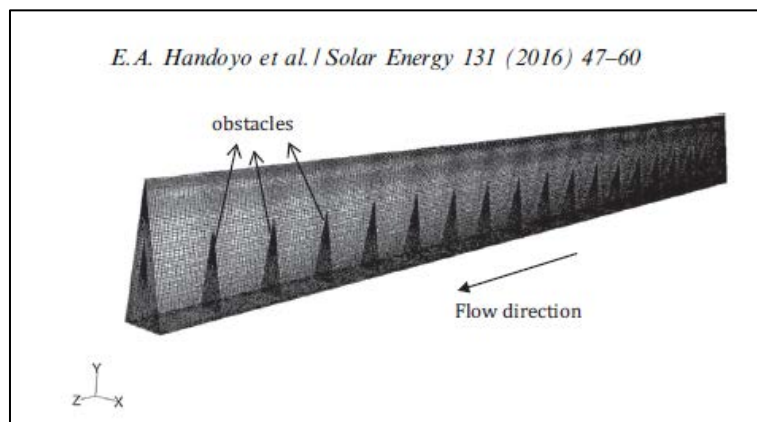
Gambar 2.1 Solar kolektor surya plat *absorber v-corrugated* dengan *obstacle* (Ekadewi, 2014)

Penambahan *obstacle* dipilih dengan pertimbangan, dapat mengarahkan aliran ke plat penyerap dan meningkatkan turbulensi aliran dalam kolektor.



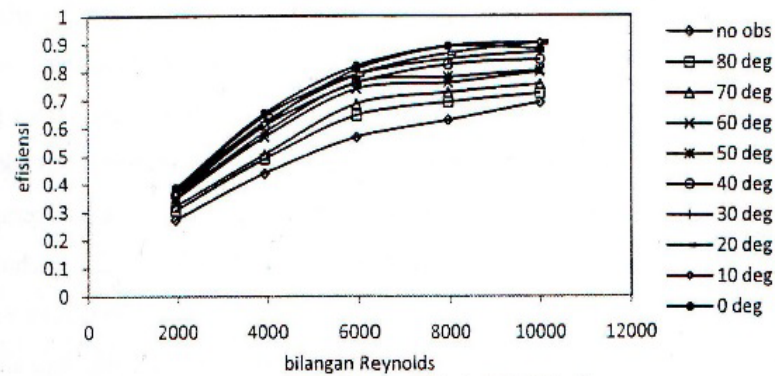
Obstacle juga dapat menghambat aliran yang menyebabkan penurunan tekanan aliran yang besar, maka dalam penelitian ini juga diteliti pengaruh dari penekukan *obstacle* secara vertikal terhadap perpindahan kalor dan penurunan tekanan dalam kolektor surya .

Pada studi eksperimen dilakukan untuk aliran tanpa *obstacle* dan aliran dengan *obstacle* yang ditekuk dengan semua sudut tekuk yang berbeda mulai dari 10° (lurus, tidak ditekuk), 10° , 20° , 30° , 40° , 50° , 60° , 70° , dan 80° . Pada simulasi numerik dengan Gambit 2.4.6 dan Fluent 6.3.26 dilakukan untuk mendukung hasil eksperimen yaitu, sudut tekuk optimal adalah 30° , oleh karenanya, simulasi numerik dibatasi pada aliran dengan *obstacle* 0° , 10° , 20° , 30° , 40° , dan aliran tanpa *obstacle*, seperti yang terlihat pada Gambar 2.2 hasil *meshing* yang digunakan dengan *obstacle* 30° .



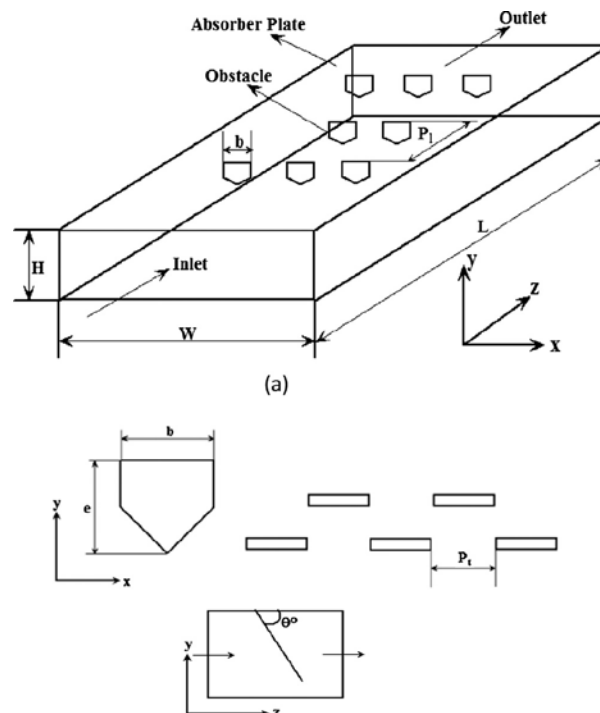
Gambar 2.2 *Mesh* yang digunakan dalam simulasi dengan *obstacle* 30° , aliran dengan 17 *obstacle* diatas plat bawah (Ekadewi, 2014)

Setelah dilakukan penelitian, dapat diketahui kenaikan temperatur udara tertinggi yaitu 34.9°C , dicapai ketika intensitas radiasi 716 W/m^2 , kecepatan udara dalam saluran 1.3 m/s (bilangan *Reynolds* 2000) dan diberi *obstacle* lurus. Efisiensi kolektor tertinggi yaitu, 0.85, dicapai ketika intensitas radiasi 430 W/m^2 , kecepatan aliran udara dalam saluran 6.5 m/s (bilangan *Reynolds* 10000), dan diberi *obstacle* lurus. Maka dari hasil yang diperoleh, *obstacle* yang memberikan kinerja optimal adalah ketika ditekuk dengan sudut 30° . Hasil dari penelitian eksperimen untuk membandingkan sudut penekukan ditunjukkan pada Gambar 2.3.



Gambar 2.3 Perbandingan antara efisiensi kolektor surya dan bilangan *Reynolds* pada intensitas radiasi 430 W/m^2 (Ekadewi, 2014)

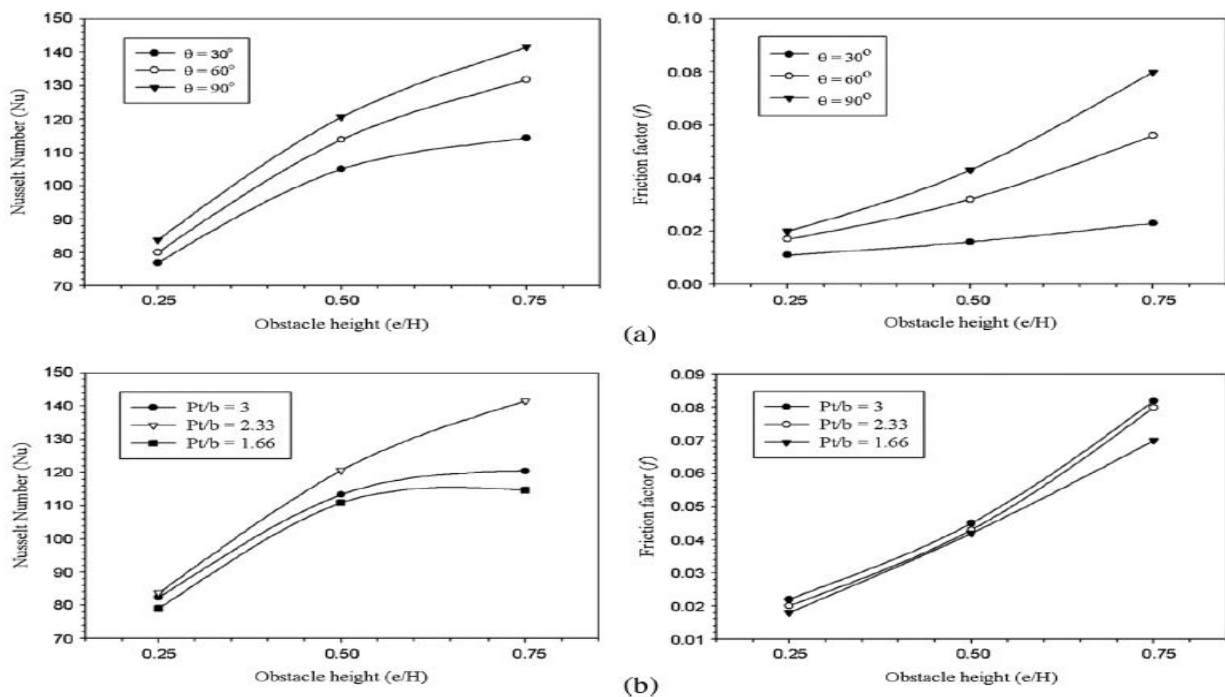
Kulkarni. et al, (2015) melakukan penelitian geometri *obstacle* yang paling optimum ditunjukkan dengan menggunakan *Response surface approximation (RSA)* dan *Kriging models*. Adapun variabel dari geometri *obstacle* adalah ratio tinggi *obstacle* terhadap ketinggian saluran udara, ratio jarak transversal antar *obstacle* terhadap lebar *obstacle* dan sudut *obstacle* yang dikenai udara seperti pada Gambar 2.4.



Gambar 2.4 Model *solar air heater*, berdimensi $1200 \times 300 \times 50 \text{ mm}$ dan desain variabel (Kulkarni, 2015)



Hasil yang diperoleh dari analisa numerik, dibandingkan dengan data hasil percobaan. Tujuan teknik optimalisasi menggunakan numerik merupakan cara yang efisien untuk meminimalisir perhitungan dan biaya percobaan ketika mendesain *solar air heater*. Adapun langkah awal dari penelitian ini yaitu, melakukan pengujian efek desain variabel terhadap performansi parameter yang berupa *Nusselt number* dan *friction factor*. Gambar 2.5 menunjukkan bahwa kedua parameter tersebut, *Nusselt number* rata-rata dan *friction factor* meningkat seiring dengan kenaikan tinggi *obstacle*. Hal ini mengindikasikan bahwa *obstacle* yang tinggi menyebabkan *air flow blockage* yang besar dan penurunan tekanan yang besar, sehingga menghasilkan perpindahan panas yang tinggi.

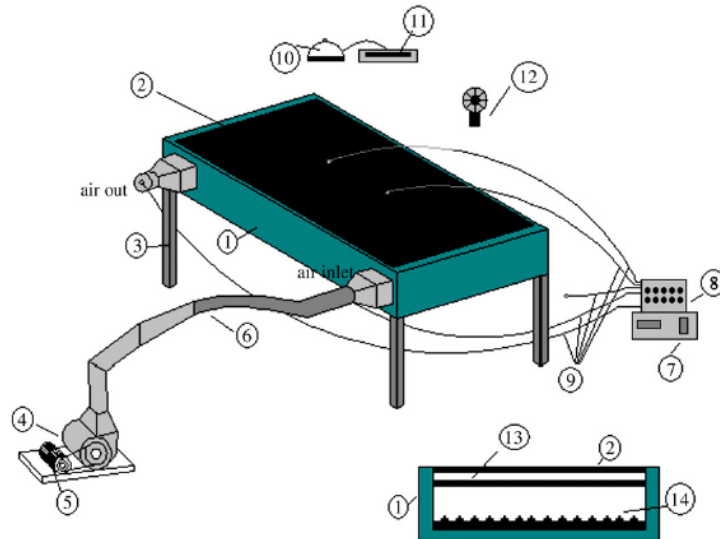


Gambar 2.5 Studi parameter (a) Efek dari *angle attack* (b) Efek dari jarak transversal antar *obstacle* terhadap *Nusselt number* dan *friction factor* (Kurkarniet, 2015)

Akpinar dan Koncyigit, (2010) pada penelitiannya melakukan tentang kinerja kolektor surya dengan beberapa *obstacle* dengan tipe I, II dan tipe III dan dengan tanpa *obstacle*. Kolektor surya tipe I yang diberi *obstacle* yang berbentuk segitiga dengan ukuran 5 x 5 cm dengan interval antar *obstacle* 10 cm dan jarak antar baris 3.5 cm, sedangkan pada kolektor tipe II diberi *obstacle* dengan bentuk



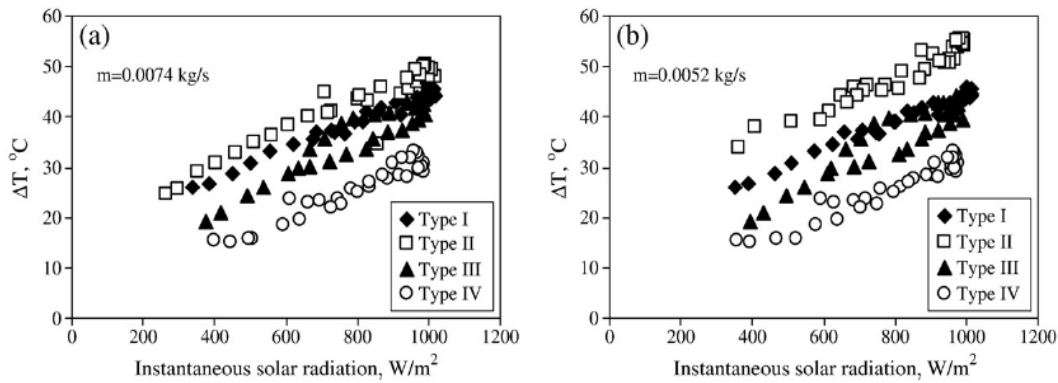
daun ukuran 5 x 5 cm dengan interval antar *obstacle* 10 cm dan jarak antar baris 3.5 cm, untuk kolektor surya tipe III diberi *obstacle* bentuk persegi panjang dengan ukuran 10 x 10 cm dengan interval 2.5 cm dan sudut 45°. Untuk kolektor tipe kolektor biasa kolektor plat datar tanpa menggunakan *obstacle*. Gambar 2.6 menunjukkan kolektor surya pemanas udara dengan menggunakan *obstacle* dan *baffle*.



(1) collector box, (2) glass cover, (3) foot, (4) fan, (5) fan engine, (6) connection pipe, (7) channel selector, (8) digital thermometer, (9) thermocouples, (10) pyranometer, (11) pyranometer recorder, (12) anemometer, (13) absorber plate (copper plate that's been painted black), (14) absorber plate with obstacles

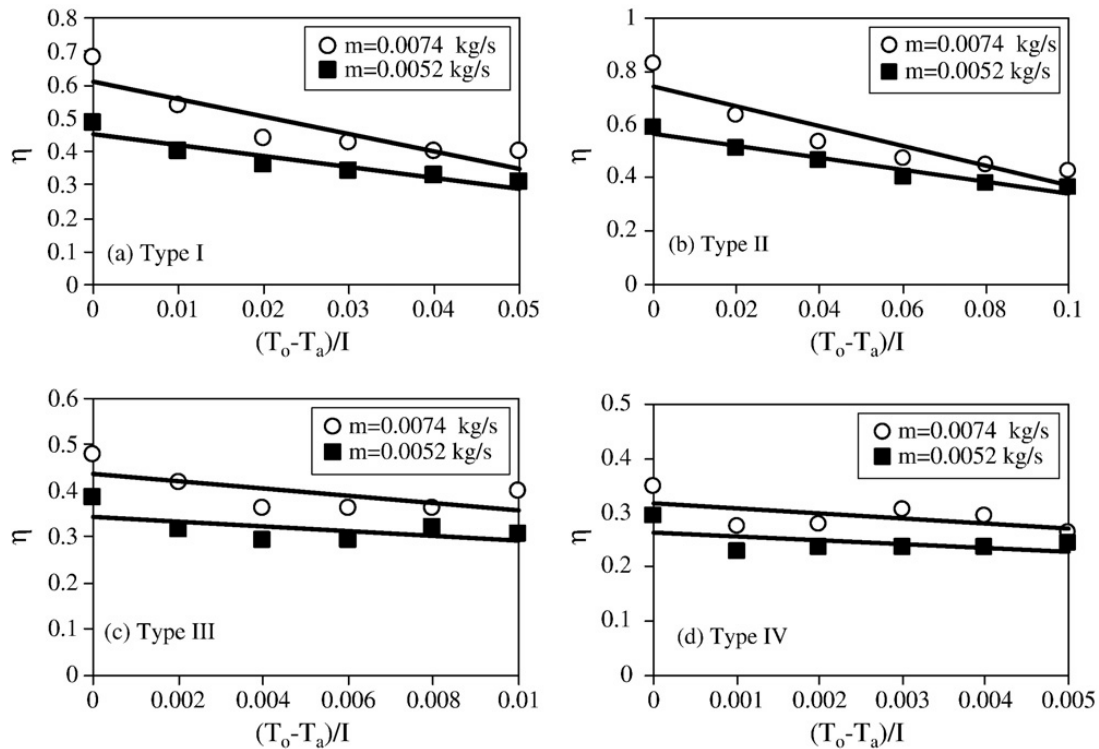
Gambar 2.6 Skema peralatan untuk pengujian kolektor surya dengan *obstacle* dan *baffle* (Akpinar, 2010)

Penelitian ini dilakukan dengan laju aliran massa 0.0074 kg/s dan 0.0052 kg/s pada kolektor surya plat datar, kenaikan temperatur udara melintasi kolektor surya yang didapatkan ditunjukkan pada Gambar 2.7 dan juga efisiensi termal dari keempat type kolektor surya ditunjukkan pada Gambar 2.8.



Gambar 2.7 Kenaikan temperatur terhadap radiasi pada dua laju aliran udara (Akpinar, 2010)

Pada Gambar 2.7 didapat bahwa kenaikan temperature udara saat mengalir diatas plat yang diberi *obstacle* tipe I dan tipe IV yaitu 45,9°C, 50,5°C, 44,1°C dan 33,1 °C untuk kecepatan aliran 0,0074 kg/s dan 47,4°C, 55,4°C, 48,5°C dan 38,3°C untuk kecepatan aliran 0,0052 kg/s. Dari data ini bahwa *obstacle* dengan tipe II memberikan perpindahan kalor lebih tinggi daripada kolektor tipe lain dengan parameter $(T_o - T_a)/I$ yang sama, seperti ditunjukkan pada Gambar 2.8.

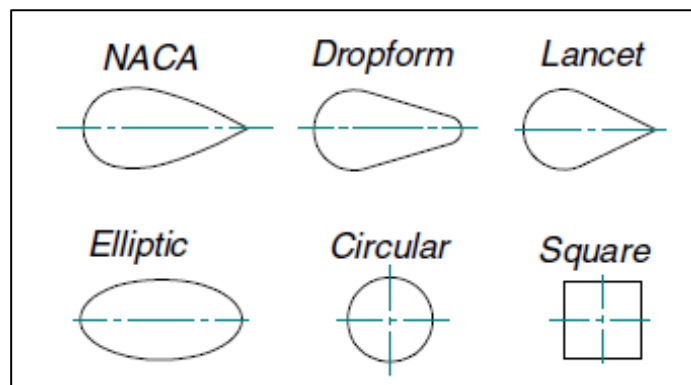


Gambar 2.8 Perbandingan efisiensi empat kolektor surya (Akpinar, 2010)



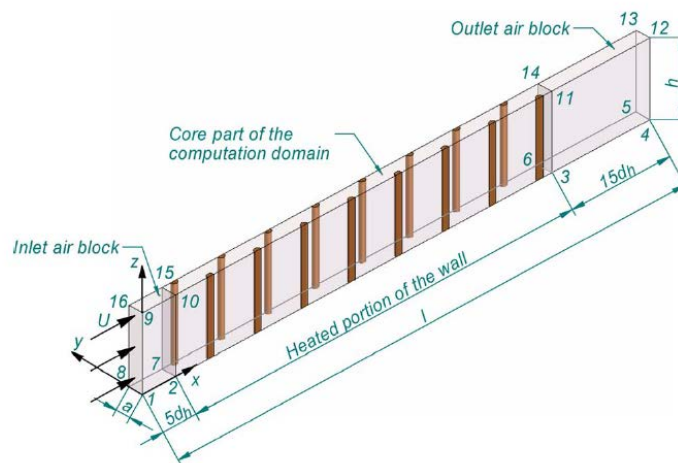
Sahiti. et al, (2006) melakukan penelitian tentang perbandingan performansi berbagai luasan *pin fins* yang disusun secara *duct* dengan jenis *pin fins* dipilih karena memiliki nilai koefisien perpindahan panas lebih besar dibandingkan bentuk lainnya. Adapun penelitian ini untuk mengetahui pengaruh bentuk modifikasi *pin fins* terhadap *pressure drop* dan kemampuan memindahkan panas.

Pada penelitian ini, ada enam luasana *pin fin* yang di uji secara numerik diantaranya secara *Naca*, *dropfoam*, *lancet*, *elliptic*, *circular* dan *square*, seperti terlihat pada Gambar 2.9.



Gambar 2.9 Enam *pin fins* yang di uji secara numerik (Sahiti, 2006)

Ada dua bagian susunan *pin fins*, yaitu *staggered* dan *inline*. Parameter untuk geometri bentuk *pin fins* digunakan FCC (*Frist Comparastion Criteria*), yaitu diameter *hidrolik*, *coverage ratio* (ratio dari luasa *pin fins* dan luas *bare plate*) dan panjang *pin* konstan. Gambar 2.10 menunjukkan bentuk *duct* yang digunakan dengan penambahan *pin fins*.

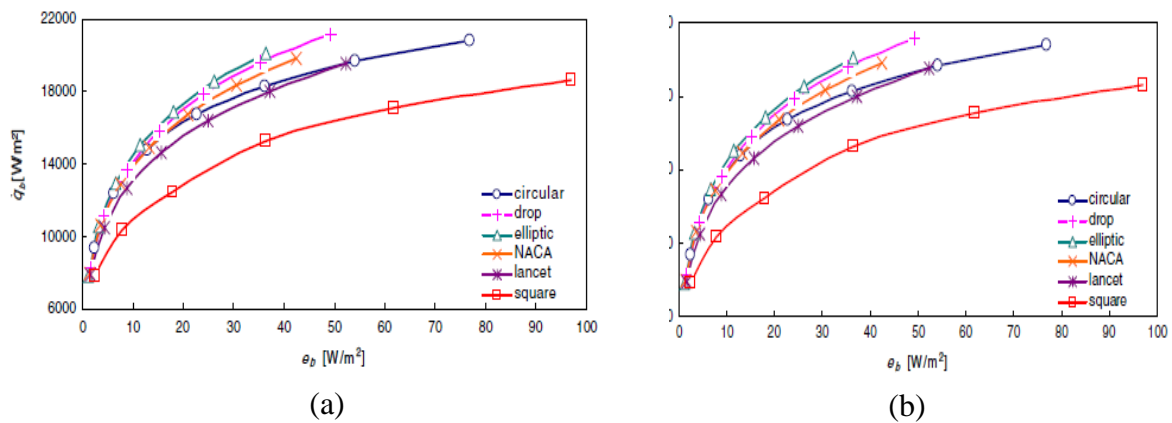


Gambar 2.10 Bentuk *duct* yang digunakan penambahan *pin fins* (Sahiti, 2006)



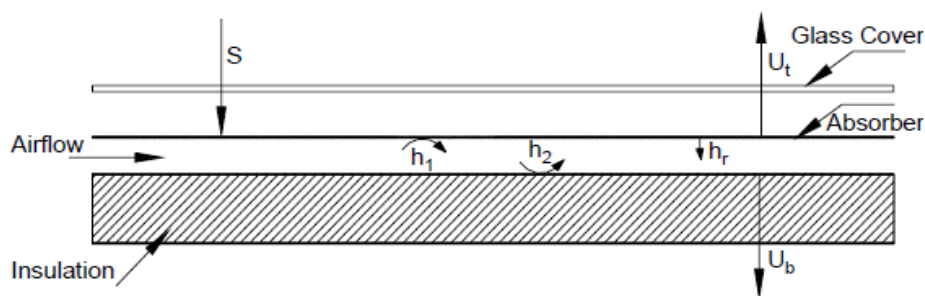
Hasil yang diperoleh dari penelitian ini yaitu didapatkan grafik performansi *pin fins* dengan membandingkan nilai perpindahan panas perluasan *base* (q_b) dan power input perluasan *base* (e_b) dengan panjang *pin fins* yang sama. Power input perluasan *base* menunjukkan besar volume *flow rate* yang masuk.

Dari Gambar 2.11 menunjukkan bahwa, semakin besar power input maka q_b tertinggi, pada nilai power input yang sama, sedangkan pada susunan *inline*, bentuk *circular* memiliki nilai q_b tertinggi



Gambar 2.11 Perbandingan nilai perpindahan panas per luasan *base* (q_b) dan power input perluasan *base* (e_b) yang disusun secara, (a) *Staggered*, (b) *Inline* (Sahiti, 2006)

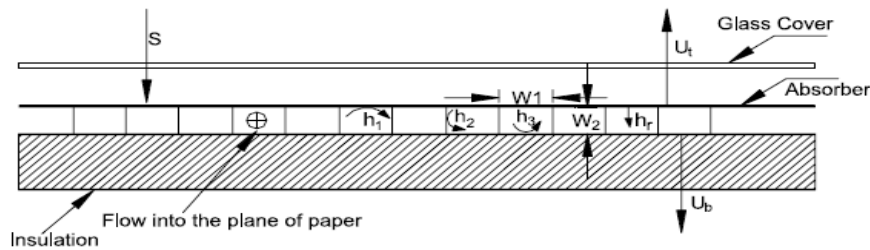
Karim dan Hawlader, (2006), melakukan penelitian dengan cara langsung untuk kerja maupun secara teoris solar kolektor pemanas udara dengan tiga cara plat *absorber* yang berbeda yaitu, *absorber* plat, *absorber* plat datar dengan *fins* dan *absorber v-groove* (*v-corrugated*) *absorber*. Kolektor surya dengan menggunakan *absorber* plat seperti yang terlihat pada Gambar 2.12.



Gambar 2.12 Kolektor surya dengan *absorber* plat datar (Karim, 2006)

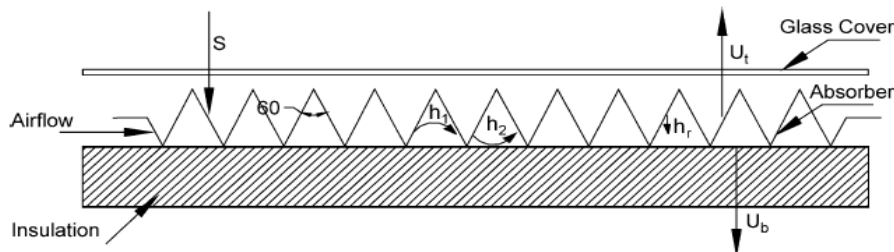


Pada Gambar 2.13 kolektor surya pemanas udara yang di uji dengan menggunakan *absorber* plat datar dengan *fins*.



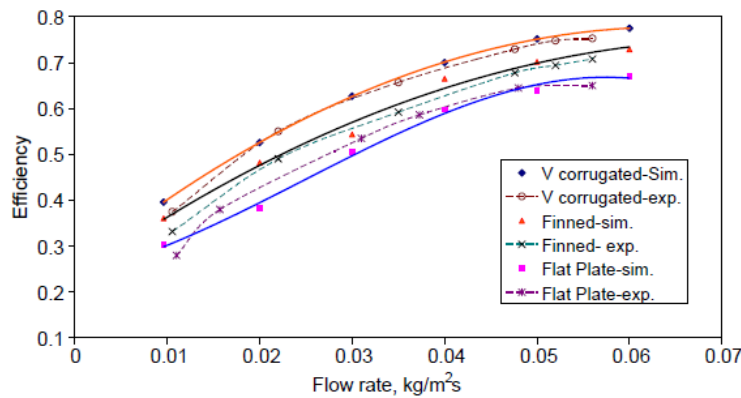
Gambar 2.13 Kolektor surya dengan *absorber* plat datar dengan *fins*
(Karim, 2006)

Pada Gambar 2.14 penelitian dilakukan, kolektor surya pemanas udara dengan plat *absorber* berbentuk *v-grove* (*v-corrugated*)



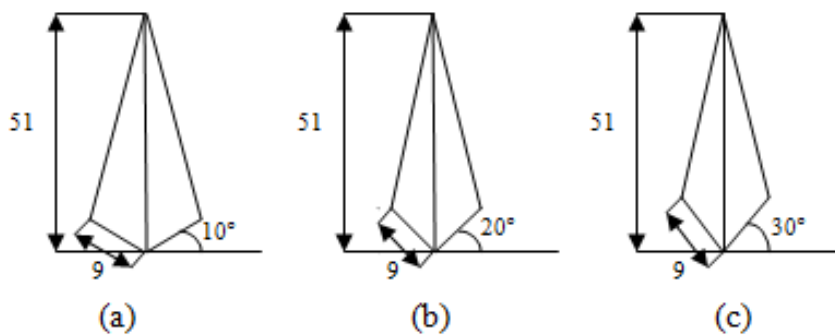
Gambar 2.14 Kolektor surya dengan *absorber v-groove* (Karim, 2006)

Hasil dari penelitian pada Gambar 2.15 menunjukkan untuk semua laju alir massa yang di uji pada ketiga jenis kolektor tersebut yang mempunyai efisiensi paling tinggi dibandingkan dua jenis *absorber* yang lain. Efisiensi kolektor surya dengan *v-corrugated absorber* mempunyai nilai 10-15 % lebih tinggi dari efisiensi kolektor surya dengan *absorber* plat datar yang mempunyai nilai 5-9 %. Kolektor surya dengan *absorber* plat datar mempunyai efisiensi yang terkecil dibandingkan dengan kolektor surya *absorber* plat datar dengan *fins* maupun kolektor surya dengan *v-corrugated absorber*.



Gambar 2.15 Grafik perbandingan simulasi dan variasi eksperimen efisiensi kolektor *flat plate*, *v-corrugated* dan *fins* kolektor terhadap laju alir udara (Karim, 2006)

Iqlima dan Ichsani, (2012) pada penelitiannya melakukan penelitian pada solar kolektor pemanas udara *v-corrugated* dengan penambahan *obstacle* dengan memfariasikan tiga jenis *obstacle* mulai dari sudut paruh 10° , 20° dan 30° dengan jarak antara satu *obstacle* dengan *obstacle* lainnya sama dengan tinggi dari *obstacle* tersebut seperti terlihat pada Gambar 2.16. Penelitian dilakukan dengan simulasi numerik dan eksperimental.



Gambar 2.16 *Obstacle* dengan sudut paruh 10° , 20° dan 30° (Iqlima, 2012)

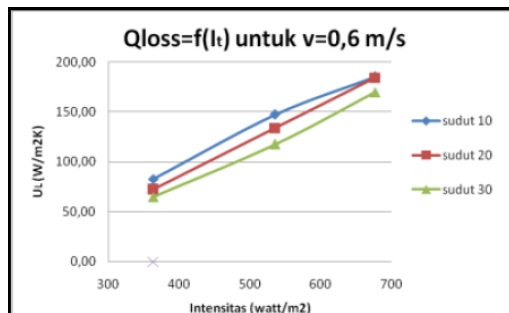
Kolektor surya *absorber* bentuk *v-corrugated* dengan penambahan *obstacle* dan analisa dari grafik yang telah di lakukan maka kolektor surya *v-corrugated absorber* dengan *obstacle* dengan sudut paruh 30° memiliki efisiensi yang lebih tinggi yaitu sebesar 89% dan kolektor surya dengan *obstacle* dengan sudut paruh 10° memiliki efisiensi terendah yaitu sebesar 42%.

Jenis *obstacle* yang memiliki performansi optimum adalah *obstacle* bentuk paruh dengan tekukan sudut 30° . Besarnya energi yang hilang (Q_{loss}) menunjukkan

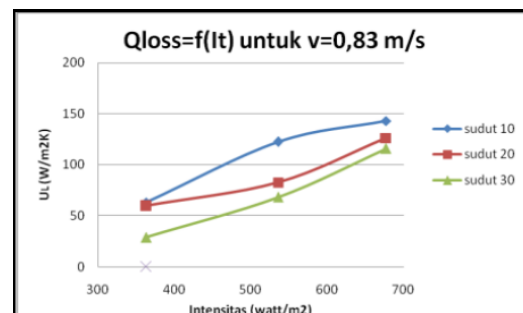


peningkatan seiring dengan naiknya intensitas cahaya dari 363,346 W/m², 5353,87W/m² dan 677,026 W/m². Efisiensi kolektor surya tertinggi yaitu 89% dicapai pada saat kecepatan fluida 1 m/s dengan intensitas 677,026 W/m². Dan terjadi pada *obstacle* dengan tekukan sudut 30°.

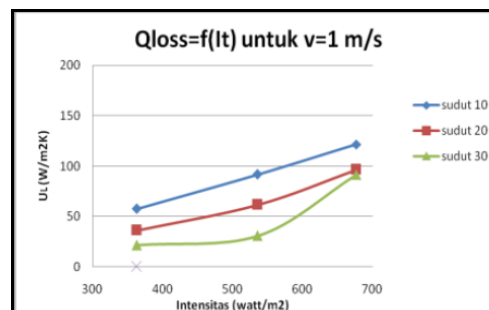
Kolektor surya pada penelitian ini mengalami kehilangan energi berupa energi panas ke lingkungan, sehingga menghasilkan Q_{loss} atau panas yang terbuang. Panas yang terbuang merupakan energi tidak mampu diserap oleh kolektor surya, mengakibatkan efisiensi kolektor rendah. Kehilangan panas tersebut diakibatkan oleh tahanan termal antara kaca penutup dan temperatur udara sekitar, serta tahanan termal antara pelat *absorber* dengan kaca penutup dan juga tahanan termal pada bagian insulasi. Hal ini didukung oleh data Tabs pada lampiran yang menunjukkan, semakin tinggi Tabs maka Q_{loss} juga akan semakin tinggi. Dengan kata lain semakin tinggi jumlah Q_{loss} , maka efisiensi kolektor juga akan semakin rendah seperti yang terlihat pada Gambar 2.17.



(a)



(b)



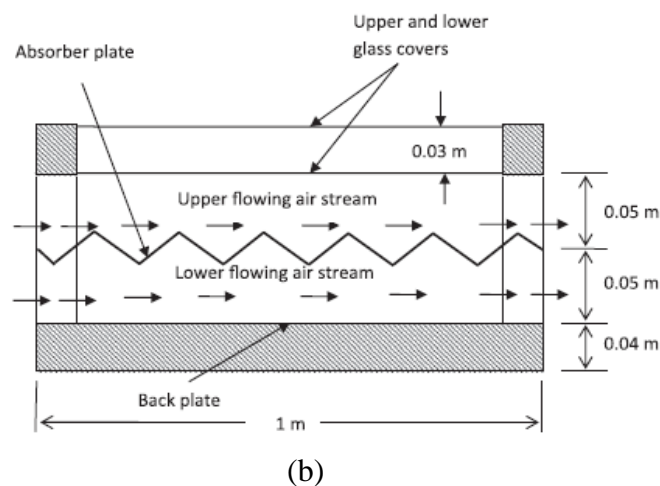
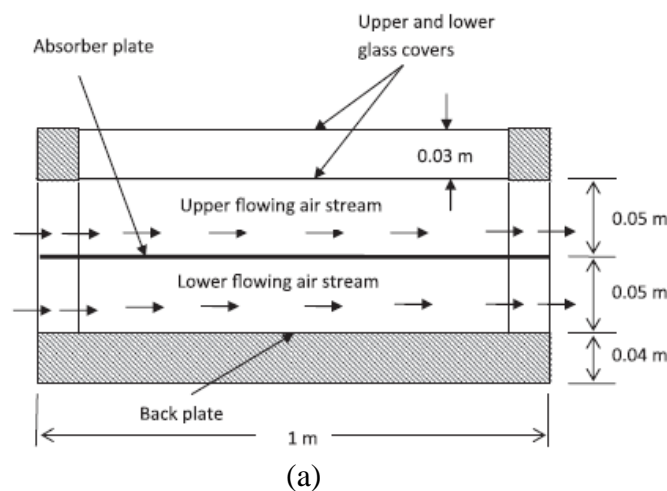
(c)

Gambar 2.17 (a) $Q_{loss} = f(I_t)$ untuk kecepatan 0,6 m/s, (b) $Q_{loss} = f(I_t)$ untuk kecepatan 083 m/s, (c) $Q_{loss} = f(I_t)$ untuk kecepatan 1 m/s (Iqlima, 2012)



Sebaili et al, (2011) melakukan penelitian secara teoritis dan eksperimental pada kolektor surya pemanas udara jenis *double pass* dengan plat datar dan *double pass* dengan *plat v-corrugated*. Skema kedua kolektor tersebut ditunjukkan pada Gambar 2.18. Perhitungan teoritis dilakukan untuk memprediksi pengaruh laju masa aliran udara terhadap penurunan tekanan dan efisiensi termal kedua jenis kolektor. Adapun perhitungannya dilakukan dengan beberapa asumsi, diantaranya:

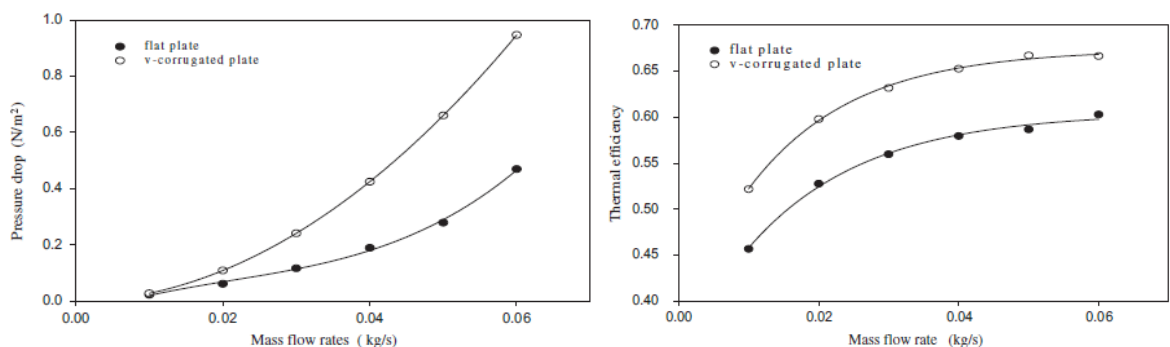
- Kaca penutup, plat penyerap dan plat bawah serta isolator termal dianggap tidak menyimpang kalor
- Tidak ada perbedaan temperature dalam arah ketebalan kaca penutup. Plat penyerap dan plat bawah, sehingga temperature kaca dan semua plat sama
- Tidak ada kebocoran udara
- Temperatur udara yang mengalir dianggap hanya berubah dalam arah aliran.



Gambar 2.18 Skema kolektor surya a.) *Double pass* dengan plat datar (DPFPSAH) dan b.) *double pass* dengan plat *v-corrugated* (DPVCPSAH) (Sebaili, 2011)



Hasil dari perhitungan model analitis yang dibangun dibandingkan dengan hasil eksperimen. Pada pengujian eksperimen, hanya dilakukan pada satu laju aliran massa yaitu 0.0203 kg/s. Dari hasil eksperimental didapatkan bahwa perhitungan memberikan hasil yang sesuai dan temperatur udara keluar dari kolektor plat *v-corrugated* lebih tinggi dibandingkan plat datar. Pengaruh laju aliran massa udara terhadap efisiensi termal dan penurunan tekanan aliran yang didapat dari model teoritis. Kolektor *plat v-corrugated* menghasilkan efisiensi termal dan penurunan tekanan lebih tinggi dari plat datar, seperti yang terlihat pada Gambar 2.19.



Gambar 2.19 Kinerja DPFPSAH dan DPCVPSAH (Sebaili, 2011)

2.2 Prinsip Kerja Sistem Kolektor Surya

Kolektor Surya merupakan suatu alat penukar panas yang merubah energi radiasi matahari menjadi energi panas. Kolektor surya merupakan suatu alat penyerap energi panas matahari yang terdiri dari, rangka kolektor surya, kaca penutup, plat *absorber* dan *isolator*.

Tujuan dari kolektor surya pemanas udara adalah menyerap panas radiasi matahari kemudian memanfaatkan panas tersebut untuk memanaskan fluida kerja yang mengalir di dalamnya. Untuk memperbesar koefisien perpindahan panas yang dihasilkan, perlu adanya penambahan gangguan di dalam saluran kolektor surya, gangguan yang diberikan dapat berupa *obstacle* maupun *fins*. Dengan adanya *obstacle* dan *fins*, akan terjadi olakan pada fluida sehingga dapat meningkatkan temperatur keluaran dari kolektor surya. Kolektor surya yang dipakai pada penelitian ini adalah kolektor surya dengan *plat absorber* berbentuk *v-corrugated* yang terdapat *obstacle* berbentuk paruh di sepanjang saluran dan diberikan tambahan *fins* di dinding *absorber* bagian dalam. Pada umumnya, kolektor surya



digunakan untuk memanaskan udara, misalnya sebagai alat pengering pada industri.

Prinsip kerja dari kolektor surya adalah sinar radiasi matahari yang menembus kaca penutup akan diteruskan menuju plat *absorber* dan diserap oleh plat *absorber*. Energi matahari yang diserap oleh plat *absorber* dipindahkan energi panasnya ke fluida yang mengalir pada *ducting* dibawah plat *absorber*. Keberadaan *obstacle* dan *fins* bertujuan untuk memperbesar olakan pada fluida sehingga temperatur yang dihasilkan oleh kolektor surya semakin tinggi, dan pada bagian bawah kolektor surya di lengkapi dengan plat isolasi yang berada di bawah *ducting* berfungsi sebagai isolator agar panas tidak terdistribusi keluar sistem kolektor surya.

2.2.1 Teori Perpindahan Panas

Perpindahan panas merupakan perpindahan energi yang diakibatkan oleh adanya perbedaan temperatur. Panas berpindah dari medium yang memiliki temperatur tinggi menuju temperatur rendah. Terdapat tiga macam cara perpindahan panas diantaranya yaitu perpindahan panas secara konduksi, konveksi dan radiasi.

2.2.2 Perpindahan Panas Konduksi

Perpindahan panas konduksi terjadi pada material solid. Konduksi disebabkan oleh adanya pergerakan aktif molekul-molekul di dalamnya sehingga molekul tersebut saling bertumbukan satu sama lain sehingga akan menyebabkan perpindahan energi ketika terjadi tumbukan. Akibatnya, molekul yang ditabrak akan memperoleh energi dari molekul yang menabraknya. Besarnya laju perpindahan panas dapat dinyatakan dalam bentuk *Heat Flux*, $q''(\frac{Watt}{m^2})$, yaitu perpindahan panas per satuan luas, dimana arahnya tegak lurus dengan luasan dan besarnya sebanding dengan gradien temperatur. Secara umum besarnya nilai perpindahan panas dapat dinyatakan dengan:

$$q''_{conduction} = k \frac{T_1 - T_2}{L} = k \frac{\Delta T}{L} \quad (2.1)$$



dengan:

q'' = Fluks perpindahan panas konduksi (W/m^2)

k = Properties yang disebut sebagai konduktifitas termal ($\frac{\text{W}}{\text{m.K}}$)

T_1 = Temperatur pada titik 1 (Kelvin)

T_2 = Temperatur pada titik 2 (Kelvin)

2.2.3 Perpindahan Panas Konveksi

Secara umum, konveksi dapat terjadi secara paksa dan alami. Konveksi secara paksa dapat diakibatkan oleh adanya efek dari luar yang mempengaruhi terjadinya konveksi, semisal kipas angin dan blower. Sedangkan konveksi secara alami terjadi akibat pergerakan molekul yang biasa disebut dengan *buoyancy force*.

Perpindahan panas konveksi terjadi pada suatu permukaan dengan fluida yang mengalir. Gerakan olakan dari aliran fluida tersebut sangat berpengaruh terhadap perpindahan panas yang terjadi. Aliran yang berolak dapat meningkatkan perpindahan panas konveksi. Laju perpindahan panas konveksi dapat dirumuskan persamaan sebagai berikut:

$$q''_{convection} = h(T_s - T_{\infty}) \quad (2.2)$$

dengan:

q''_{conv} = Fluks perpindahan panas konveksi (W/m^2)

h = Koefisien konveksi ($\frac{\text{W}}{\text{K.m}^2}$)

T_s = Temperatur permukaan (K)

T_{∞} = Temperatur fluida (K)

2.2.4 Perpindahan Panas Radiasi

Perpindahan panas radiasi adalah perpindahan energi panas yang terjadi tanpa medium perantara. Radiasi yang dipancarkan oleh permukaan berasal dari energi panas zat yang dipindahkan oleh permukaan tersebut. Besarnya laju perpindahan panas radiasi sangat dipengaruhi oleh kemampuan suatu permukaan untuk memancarkan energi (ϵ), dan temperatur. Laju perpindahan panas radiasi dapat ditunjukkan oleh persamaan sebagai berikut:

$$q''_{radiation} = \sigma \cdot \epsilon_{bahan} \cdot (T_s^4 - T_{sur}^4) \quad (2.3)$$



dengan:

- q''_{rad} = Fluks panas radiasi (W/m^2)
- T_s = Temperatur permukaan (K)
- T_{sur} = Temperatur lingkungan (K)
- σ = Konstanta Stephen Boltzman ($5,6697 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$)
- $\varepsilon_{\text{bahan}}$ = Emmisivitas bahan

Laju perpindahan panas radiasi juga dapat dituliskan dalam bentuk lain, seperti yang ditunjukkan pada persamaan sebagai berikut:

$$q''_{\text{rad}} = h_r(T_s - T_{\text{sur}}) \quad (2.4)$$

dengan:

- h_r = koefisien perpindahan panas radiasi

Dari persamaan (2.3) dan (2.4), nilai h_r dirumuskan dengan persamaan sebagai berikut:

$$h_r = \sigma \cdot \varepsilon (T_s + T_{\text{sur}})(T_s^4 - T_{\text{sur}}^4) \quad (2.5)$$

Laju perpindahan panas radiasi untuk dua plat paralel, ditunjukkan oleh persamaan berikut:

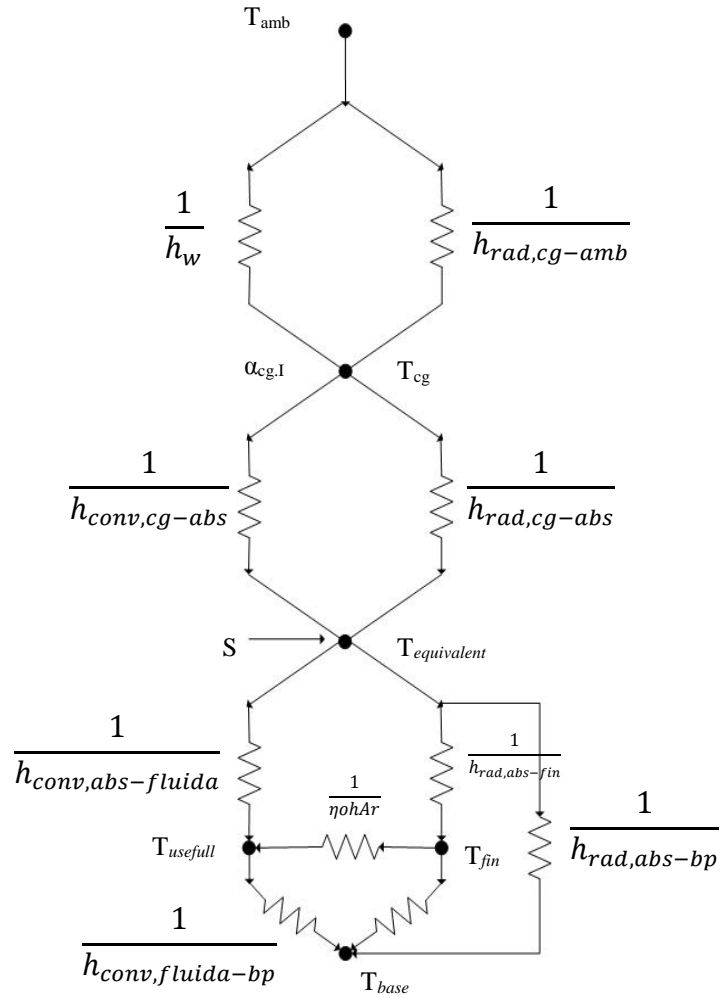
$$q''_{\text{rad}} = \frac{\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} (T_1^4 - T_2^4) \quad (2.6)$$

dengan:

- T_1 = Temperatur permukaan (K)
- T_2 = Temperatur surrounding (K)
- ε_1 = Emmisivitas bahan 1
- ε_2 = Emmisivitas bahan 2

2.2.5 Konsep Tahanan Termal dalam Kolektor Surya

Konsep tahanan termal pada kolektor surya, konsep perpindahan panas yang terjadi pada kolektor surya dapat di gambarkan dengan tahanan termal, dapat dilihat pada Gambar 2.20.



Gambar 2.20 Skema tahanan termal *v-corrugated* kolektor surya pemanas udara

2.2.6 Analisa Perpindahan Panas pada Kolektor Surya Pemanas Udara

2.2.6.1 Koefisien perpindahan panas konveksi antara kaca penutup dengan udara luar (h_w)

Koefisien perpindahan panas konveksi oleh kaca penutup terhadap udara di sekitarnya (h_w), didasarkan pada angin yang berada di atas kaca penutup, memakai persamaan:

$$h_w = \frac{Nu_L \cdot K}{L} \quad (2.7)$$

dengan:

h_w = Koefisien konveksi angin ($W/m^2.K$)

L = Panjang *cover* (m)

k = Koefisien konduksi ($W/m.K$)



Untuk *free convection* bilangan *Nusselt*, yaitu sebagai berikut:

Aliran pada *inclined* dan *horizontal plate* (permukaan plat bagian atas panas dan permukaan plat bagian bawah dingin):

$$Nu_L = 0.54Ra_L^{\frac{1}{4}} \quad (2.8)$$

$$10^4 \leq Ra_L \leq 10^7$$

$$Nu_L = 0.15Ra_L^{\frac{1}{3}} \quad (2.9)$$

$$10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11}$$

$$Ra = \frac{g\beta'\Delta TL^3}{\nu\alpha} \quad (2.10)$$

dengan:

g = Konstanta gravitasi (m/s^2)

β' = Koefisien ekspansi volumetric (untuk gas ideal $\beta = \frac{1}{T}$)

ΔT = Perbedaan temperatur antara penutup dengan plat *absorber*

L = Panjang karakteristik kaca penutup (m)

ν = Viskositas kinematik (m^2/s)

α = Viskositas termal (m^2/s)

2.2.6.2 Koefisien perpindahan panas konveksi antara plat *absorber* dengan kaca penutup ($h_{conv, cg-abs}$)

Perpindahan panas konveksi antara plat *absorber* dengan kaca penutup terjadi secara konveksi murni. Dikarenakan plat *absorber* berbentuk V, maka tinjauan untuk mendapatkan bilangan *Nusselt* memakai persamaan *enclosures*, yaitu sebagai berikut:

$$Nu = \max [(C \cdot Ra^n), 1] \quad (2.11)$$

dengan nilai C dan n tertera pada Tabel 2.1 berikut:

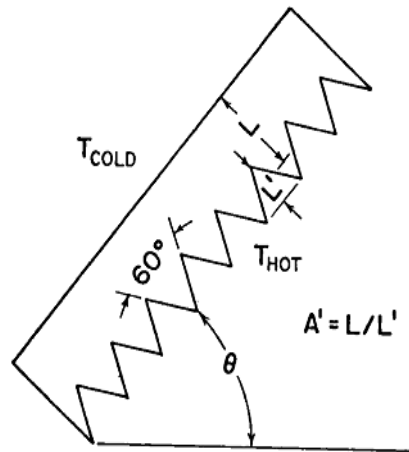


Tabel 2.1 Nilai konstanta untuk persamaan *enclosures*

β (degree)	A'	C	n
0	0.75	0.060	0.41
	1	0.060	0.41
	2	0.043	0.41
45	0.75	0.075	0.36
	1	0.082	0.36
	2	0.037	0.41
60	0.75	0.162	0.30
	1	0.141	0.30
	2	0.027	0.42

Sumber: Randal, 1978

Nilai C dan n sebagai fungsi dari sudut kemiringan gelombang (β) dan aspek perbandingan bentuk- V (A'), yaitu perbandingan antara jarak plat *absorber* ke kaca penutup (L) terhadap tinggi gelombang (L') seperti terlihat pada Gambar 2.21 di bawah ini:



Gambar 2.21 Skema *absorber* bentuk V dan kaca penutup (Randal, 1978)

Adapun nilai persamaan *Rayleigh* memakai persamaan yakni:

$$Ra = \frac{g\beta'\Delta T_{cg-abs}L^3}{\nu\alpha} = \frac{g}{T_{f,cg-abs}} \frac{1}{\nu\alpha} \Delta T_{cg-abs}L^3 \quad (2.12)$$



dengan:

g = Konstanta gravitasi (m/s^2)

β' = Koefisien ekspansi volumetric (untuk gas ideal $\beta = \frac{1}{T}$)

ΔT = Perbedaan temperatur antara penutup dengan plat *absorber*

L = Panjang karakteristik kaca penutup (m)

ν = Viskositas kinematik (m^2/s)

α = Viskositas thermal (m^2/s)

Sehingga diperoleh nilai koefisien konveksi antara plat *absorber* dengan kaca penutup dengan persamaan:

$$h_{conv, cg-abs} = \frac{Nu \cdot k}{L} \quad (2.13)$$

2.2.6.3 Koefisien perpindahan panas konveksi antara plat absorber dengan fluida ($h_{conv, abs-fluida}$)

Perpindahan panas yang terjadi antara plat *absorber* dengan fluida yang mengalir di dalam saluran merupakan konveksi secara paksa. Untuk mendapatkan bilangan *Nusselt* dengan plat absorber berbentuk *V-corrugated*, persamaan *enclosures* yang digunakan yaitu sebagai berikut:

$$Nu = \frac{h \times D_h}{K_{fluida}} \quad (2.14)$$

$$D_h = \frac{4 \times Ac}{P} \quad (2.15)$$

dengan:

h = Koefisien konveksi ($\text{W/m}^2\text{K}$)

K_f = Konduktifitas fluida ($\text{W/m}^2\text{K}$)

D_h = Diameter hidrolik (m)

Ac = Luasan *inlet* fluida (m^2)

P = Keliling *inlet* fluida (m)



Adapun *Reynolds Number* memakai persamaan yakni:

$$Re_{D_h} = \frac{\rho \times V \times D_h}{\mu} \quad (2.16)$$

Untuk *force convection* pada aliran dalam dikategorikan menjadi:

- Aliran *Laminer* jika $Re < 2300$
Untuk $T_s = \text{konstan}$, $Nu_D = 3,66$
Untuk $q'' = \text{konstan}$, $Nu_D = 4,36$ (2.17)

- Aliran *Turbulent* jika $Re > 2300$
 $Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{0.4}$ (2.18)

dengan:

ρ = Massa jenis fluida ($\frac{kg}{m^3}$)

V = Kecepatan fluida masuk (m/s)

D_h = Diameter hidrolik (m)

μ = Viskositas dinamik ($\frac{m.s}{kg}$)

Pr = *Prandtl number*

Sehingga diperoleh nilai koefisien konveksi antara plat *absorber* dengan fluida dengan persamaan:

$$h_{conv,abs-fluida} = \frac{Nu \times K_{fluida}}{D_h} \quad (2.19)$$

2.2.6.4 Koefisien perpindahan panas radiasi penutup-udara luar ($h_{rad,cg-amb}$)

Koefisien perpindahan panas radiasi yang terjadi pada kaca penutup dengan udara sekitar dapat dihitung berdasarkan:

$$h_{rad,cg-amb} = \varepsilon_{cg} \sigma \frac{(T_{cg} + T_{sky})(T_{cg}^2 + T_{sky}^2)(T_{cg} - T_{sky})}{(T_{cg} - T_{amb})} \quad (2.20)$$



dengan:

ε_{cg} = Emmisivitas *cover glass*

σ = Konstanta Boltzman $\left(5.6667 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}\right)$

T_{cg} = Temperature *cover glass* (K)

T_{amb} = Temperature ambient (K)

T_{sky} = Temperature sky $(0.552T_{amb}^{1,5})$

2.2.6.5 Koefisien perpindahan panas radiasi antara kaca penutup dengan plat *absorber* ($h_{rad,cg-abs}$)

Faktor geometri akan berpengaruh pada proses perpindahan panas radiasi dari plat *absorber* ke sekelilingnya. Untuk mendapatkan penyelesaian perpindahan panas radiasi pada *v-corrugated* plat *absorber* perlu memperhitungkan *view factor* menggunakan persamaan:

$$F_{1-2} = 1 - \sin \frac{\alpha}{2} \quad (2.21)$$

$$F_{12-3} = \frac{2L(F_{1-3})}{2L + 2H} \quad (2.22)$$

dengan:

F_{1-2} = *View factor* sisi miring bidang terhadap *cover glass*

α = Besar sudut gelombang (20°)

L = Lebar sisi miring plat absorber (0.086 m)

H = Ketinggian equivalent luasan dimana terjadi konveksi bebas yaitu ketinggian parallel slat arrays ditambah dengan setengah dari ketinggian segitiga *absorber*, yaitu $H = 1 \text{ cm} + \frac{1}{2} \cdot 8,5 \text{ cm} = 5,25 \text{ cm}$

F_{12-3} = *View factor* dua sisi miring gelombang terhadap *cover glass*

Setelah diperoleh perhitungan faktor bentuk, maka akan diperoleh koefisien perpindahan panas radiasi yang dipancarkan ke permukaan cover:

$$h_{rad,abs-cg} = \frac{\sigma(T_{abs}^2 + T_{cg}^2)(T_{abs} + T_{cg})}{\frac{1 - \varepsilon_{abs}}{\varepsilon_{abs}} + \frac{1}{F_{12-3}} + \frac{(1 - \varepsilon_c)A_p}{A_c}}$$



dengan:

$$\varepsilon_{abs} = \text{Emmisivitas plat } absorber \quad (2.23)$$

$$\varepsilon_{cg} = \text{Emmisivitas cover glass}$$

$$A_p = \text{Luas efektif plat } absorber \text{ (m}^2\text{)}$$

$$A_c = \text{Luas efektif cover glass (m}^2\text{)}$$

2.2.6.6 Koefisien perpindahan panas radiasi antara plat absorber dengan fin ($h_{rad,abs-fin}$)

Adanya intensitas panas yang diterima oleh plat *absorber* menimbulkan perpindahan panas secara radiasi antara plat *absorber*, *fins* dan plat bawah (*base*). Untuk mendapatkan penyelesaian perpindahan panas radiasi pada plat, *fins* dan alas. Adapun untuk perhitungan *view factor* memakai persamaan:

$$F_{1-4} = 1 - \sin \frac{\alpha}{2} \quad (2.24)$$

$$F_{12-4} = \frac{2L(F_{1-4})}{2t_{fin} + W} \quad (2.25)$$

dengan:

$$F_{1-4} = \text{View factor sisi miring bidang terhadap fin}$$

$$\alpha = \text{Besar sudut gelombang (20}^0\text{)}$$

$$F_{12-4} = \text{View factor dua sisi miring gelombang terhadap fins}$$

$$t_{fin} = \text{tinggi fin (0,05 m)}$$

$$W = \text{Lebar alas kolektor surya (0,3 m)}$$

Setelah diperoleh perhitungan faktor bentuk, maka akan diperoleh koefisien perpindahan panas radiasi yang dipancarkan ke permukaan plat *absorber*:

$$h_{rad,abs-fin} = \frac{\sigma(T_{abs}^2 + T_{fin}^2)(T_{abs} + T_{fin})}{\frac{1 - \varepsilon_{abs}}{\varepsilon_{abs}} + \frac{1}{F_{12-4}} + \frac{(1 - \varepsilon_{fin})A_{bs}}{A_{fin}}} \quad (2.26)$$

$$\varepsilon_{abs} = \text{Emisivitas plat } absorber$$

$$\varepsilon_{fin} = \text{Emisivitas fin}$$

$$A_p = \text{Luas efektif plat } absorber \text{ (m}^2\text{)}$$

$$A_{fin} = \text{Luas efektif fins (m}^2\text{)}$$



2.2.6.7 Faktor Efisiensi Kolektor (F')

Faktor efisiensi (F') untuk kolektor surya pemanas udara tipe aliran di bawah *absorber* dengan plat *v-corrugated* adalah sebagai berikut:

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{U_L}{\frac{h_1}{\sin \frac{\phi}{2}} + \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_r}}}} \quad (2.27)$$

dengan:

F' = Faktor efisiensi

h_1 = Koefisien konveksi plat *absorber* dengan fluida (W/m².K)

h_r = Koefisien radiasi *upper* plat *absorber* dengan plat bawah

ϕ = Besar sudut gelombang plat *absorber* (20⁰)

U_L = Koefisien perpindahan panas total (W/m².K)

2.2.6.8 Analisa Perpindahan Panas di Bagian Atas Kolektor Surya (U_T)

Koefisien perpindahan panas di bagian atas (U_T) dihitung dari plat *absorber* hingga udara luar di bagian atas kolektor, yakni menggunakan persamaan:

$$U_T = \frac{1}{R_{total\ upper} \times A_p} \quad (2.28)$$

$$R_{tot,upper} = \frac{1}{h_w} + \frac{1}{h_{rad,cg-amb}} + \frac{1}{h_{conv,cg-abs}} + \frac{1}{h_{rad,cg-abs}} \quad (2.29)$$

dengan:

U_T = Koefisien perpindahan panas di bagian atas (W/m².K)

$R_{tot,upper}$ = Total hambatan di bagian atas (m²K/W)

A_{abs} = Luasan plat penyerap (m²)

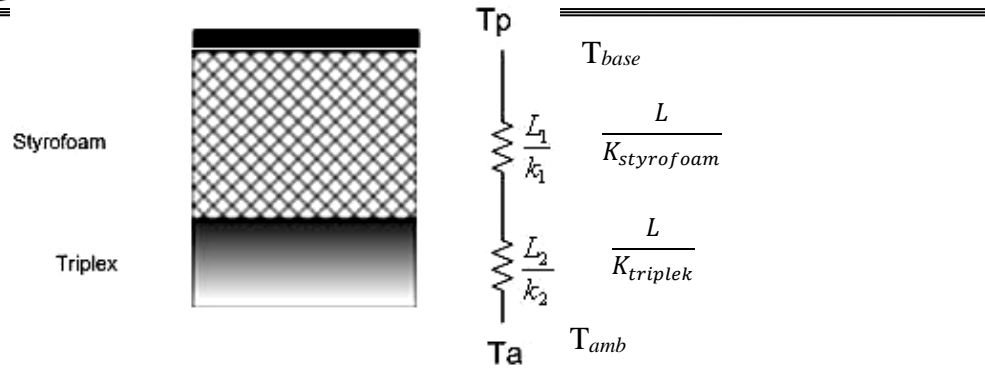
$h_{rad,cg-amb}$ = Koefisien radiasi kaca penutup dan lingkungan (W/m².K)

$h_{conv,cg-abs}$ = Koefisien konveksi kaca penutup dan plat *absorser* (W/m².K)

$h_{rad,cg-abs}$ = Koefisien radiasi kaca penutup dan plat *absorber* (W/m².K)

2.2.6.9 Analisa Perpindahan di Bagian Bawah Kolektor surya (U_B)

Koefisien perpindahan panas di bagian bawah (U_B) dihitung dari plat *absorber* hingga udara luar di bagian bawah kolektor seperti pada Gambar 2.22.



Gambar 2.22 Tahanan termal pada isolator bagian bawah (Duffie. J.A, 1991)

Perpindahan panas yang terjadi pada isolator adalah perpindahan panas konduksi, yang dapat dirumuskan dengan persamaan berikut ini:

$$U_B = \frac{1}{\frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \frac{1}{h_w} \times A_{iso}} \quad (2.30)$$

dengan:

U_B = Koefisien perpindahan panas di bagian bawah (W/m²K)

L_1 = Tebal *styrofoam* (m)

L_2 = Tebal triplek (m)

A_{iso} = Luasan isolasi (m²)

k_1 = Konduktivitas material *styrofoam* (W/mK)

k_2 = Konduktivitas material triplek (W/mK)

h_w = Koefisien konveksi *cover glass* terhadap udara di sekitarnya (W/mK)

2.2.6.10 Koefisien Perpindahan Panas Total (U_L)

Koefisien perpindahan panas total/*Overall heat transfer coefficient* (U_L) pada kolektor surya pemanas udara dirumuskan persamaan sebagai berikut:

$$U_L = U_T + U_B \quad (2.31)$$

dimana:

U_L = Koefisien perpindahan panas total (W/m²K)

U_T = Koefisien perpindahan panas bagian atas (W/m²K)

U_B = Koefisien perpindahan panas bagian bawah (W/m²K)



2.2.6.11 Faktor Pelepasan Panas (F_R)

Persamaan faktor pelepasan panas (F_R) untuk kolektor surya pemanas udara tipe plat *v-corrugated* dengan aliran dibawah *absorber* adalah sebagai berikut:

$$\varphi = \frac{mC_p}{A_p U_L F'} \quad (2.32)$$

$$F'' = \varphi \left[1 - e^{-\frac{1}{\varphi}} \right] \quad (2.33)$$

$$F_R = F'' \cdot F' \quad (2.34)$$

dengan:

\dot{m} = Laju alir massa fluida atau mass flow rate (kg/s)

U_L = Overall head coefficient total (W/m².K)

F' = Faktor efisiensi

A_p = Luasan kolektor surya terpapar sinar matahari (m²)

C_p = Panas jenis fluida atau spesifik *heat of fluid* (J/Kg.°C)

2.2.6.12 Analisa panas yang berguna pada kolektor, Quseful (Q_u)

Energi berupa panas yang berguna dari kolektor surya pemanas udara dengan plat *absorber* berbentuk V dijabarkan dalam persamaan di bawah ini:

$$Q_u = A_c \cdot F_R [S - U_L (T_{f,in} - T_{amb})] \quad (2.35)$$

atau,

$$Q_u = \dot{m}_f \times C_p \times (T_{f,out} - T_{f,in}) \quad (2.36)$$

$$S = 1,01 \times \tau_{cg} \times \alpha_{abs} \times I_T \quad (2.37)$$

dengan:

Q_{useful} = Energy berguna (Watt)

A_p = Luasan kolektor surya terpapar sinar matahari (m²)

S = Radiasi matahari per satuan luas yang diserap kolektor surya ($\frac{W}{m^2}$)

U_L = Koefisien kehilangan panas total ($\frac{W}{m^2.K}$)

\dot{m} = Laju aliran massa (kg/s)



- C_p = Panas jenis fluida atau spesifik head of fluid (J/Kg.°C)
 $T_{f,in}$ = Temperatur fluida masuk *ducting channel* (K)
 $T_{f,out}$ = Temperatur fluida keluar *ducting channel* (K)
 T_{amb} = Temperatur lingkungan (K)
 T_u = Temperatur *usefull equivalent* (K)
 T_{abs} = Temperatur *plat absorber* (K)
 T_{base} = Temperatur plat bawah (K)
 T_{fin} = Temperatur *fins* (°C)
 F_R = *Collector heat removal factor*
 τ_{cg} = Transmisivitas *cover glass*
 α_{abs} = *Absorbsivitas plat absorber*
 I_T = Intensitas radiasi matahari (W/m²)

2.2.6.13 Analisa Termal Efisiensi Kolektor Surya (η)

Efisiensi dari kolektor surya pemanas udara dengan plat *absorber* berbentuk V dijabarkan dalam persamaan di bawah ini:

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c \cdot I_T} \times 100\% \quad (2.38)$$

dengan:

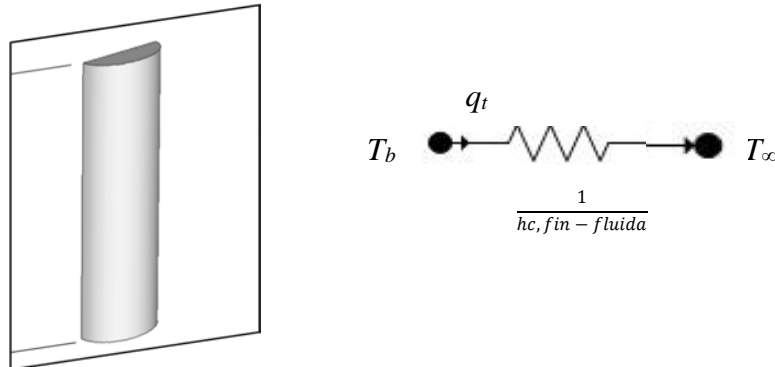
- η = Efisiensi kolektor surya
 Q_u = Energi berguna (Watt)
 A_c = Luasan efektif kolektor (m²)
 I_T = Intensitas radiasi matahari ($\frac{W}{m^2}$)

2.3 Penambahan *Fins*

Laju perpindahan panas secara konveksi dipengaruhi oleh luas permukaan yang dikenai oleh fluida. Untuk memperbesar koefisien perpindahan panas yang dihasilkan perlu dilakukan modifikasi. Adapun modifikasi dari kolektor surya pada penelitian ini yaitu dengan menambahkan *fins* pada dinding plat *absorber* bagian dalam, sehingga luas permukaan semakin besar dan memungkinkan perpindahan

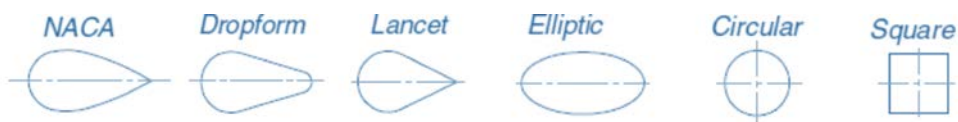


panas meningkat. Permukaan panas dengan menambahkan *fins* ditunjukkan pada Gambar 2.23



Gambar 2.23 Permukaan dengan *fins* (Sahiti, 2006)

Penelitian yang melakukan penelitian tentang, perbandingan performansi berbagai luasan *pin fins* yang disusun dalam *dact* Sahiti. et al, (2006) pada penelitiannya Jenis *pin fins* dipilih karena memiliki nilai koefisien perpindahan panas lebih besar di banding bentuk lainnya. Penelitian ini ditunjukkan untuk mengetahui pengaruh bentuk modifikasi *pin fins* terhadap *pressure drop* dan kemampuan memindahkan panas. Ada enam luasan *pin fins* yang diuji pada penelitian ini dengan cara numerik diantaranya, yaitu *naca*, *dropfoam*, *lancet*, *elliptic*, *circular* dan *square*, seperti yang terlihat pada Gambar 2.24.



Gambar 2.24 *Pin fin* yang di uji secara simulasi numeri (Sahiti, 2006)

Adapun susunan *pin fin* dibagi menjadi dua, yaitu *staggered* dan *inline*, parameter untuk geometri bentuk *pin fins* digunakan FFC (*first comparasion criteria*) yaitu, diameter hidrolik, *coverage ratio* (rasio dari luasa *pin fins* dan luas *bare plate*), dan panjang pin konstan. Adapun nilai koefisien konveksi pada *pin fins* dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:



$$h_f = \frac{\frac{1}{A_f} \int_{A_f} \dot{q}_f dA_f}{\Delta T_{\text{imp}}} \quad (2.39)$$

$$\Delta T_{\text{imp}} = \frac{(T_{f_{pw}} - T_{in}) - (T_{lpw} - T_{out})}{\ln \frac{T_{f_{pw}} - T_{in}}{T_{lpw} - T_{out}}} \quad (2.40)$$

$$A_f = N \left(\frac{1}{2} (\pi D_f L + 2 \pi \frac{D_f^2}{4}) \right)$$

$$A_f = N \left(\frac{1}{2} \pi D_f L + \pi \frac{D_f^2}{4} \right) \quad (2.41)$$

$$\dot{q}_f = \frac{Q_t}{A_f} \quad (2.42)$$

$$Q_t = \dot{m}_f C_{pf} (T_{f,out} - T_{f,in}) \quad (2.43)$$

Dengan:

\dot{q}_f = Local heat flux dari pin fins ke fluida (Watt/m²)

\dot{Q}_t = Total heat transfer dari base wall ke pin fins (Watt)

\dot{m}_f = Laju aliran massa fluida (kg/s)

C_p = Panas jenis fluida atau spesifik heat of fluid (J/kg °C)

D_f = Diameter pin fins (m)

L = Panjang pin fins (m)

N = Jumlah susunan pin fins

A_f = Luasa pin fins yang dikenakan fluida (m²)

T_{imp} = Temperatur rata-rata fins terhadap fluida (K)

$T_{f_{pw}}$ = Temperatur rata-rata wall pada fins pertama (K)

T_{in} = Temperatur masuk (K)

T_{lpw} = Temperatur rata-rata wall pada fins terakhir (K)

T_{out} = Temperatur fluida keluar (K)



Halaman ini sengaja dikosongkan



BAB 3

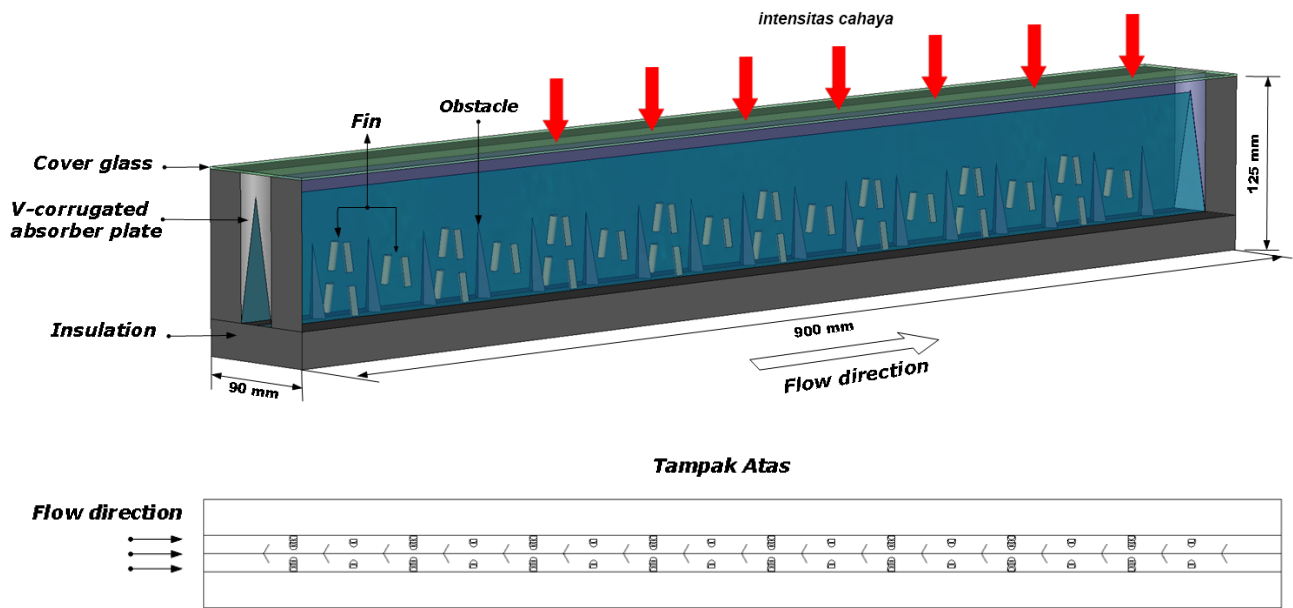
METODE PENELITIAN

Dalam studi penelitian kolektor surya *v-corrugated absorber* ini dilakukan dengan dua metode yaitu metode eksperimen dan metode simulasi numerik. Hasil dari metode simulasi numerik tersebut, diambil data yang terbaik, dan kemudian dilakukan metode eksperimen. Berikut penjelasan mengenai dengan metode eksperimen dan metode simulasi numerik.

3.1 Perencanaan Kolektor surya pemanas udara *v-corrugated*

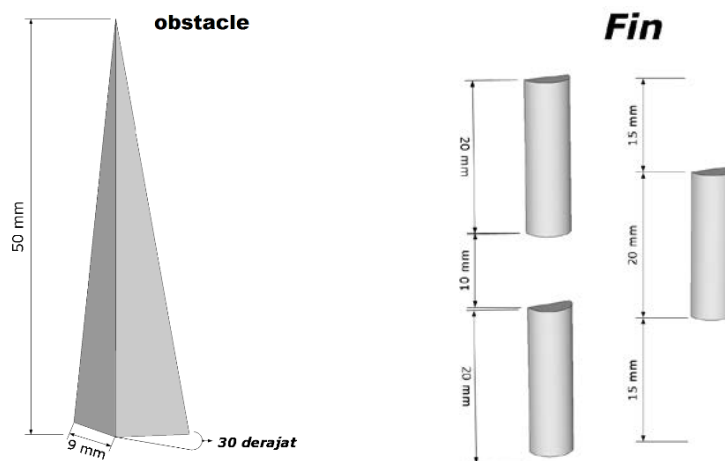
3.1.1 Skema Penelitian

Berikut ini adalah skema penelitian yang akan dilakukan, dari Gambar 3.1 Penelitian ini difokuskan pada variasi diameter pada *fins* setengah silinder yang disusun secara *staggered* dan jarak antar *fins*. Penelitian Kolektor surya pemanas udara *v-corrugated absorber* dengan *obstacle* dan dengan penambahan *fins* ini, memiliki *obstacle* sebanyak 17 buah dengan penambahan *fins* setengah silinder yang disusun secara *staggered* sebanyak 16 *fins*. Penelitian ini diharapkan dapat meningkatkan efisiensi, dibandingkan dengan kolektor surya yang hanya mempunyai *obstacle* dengan sudut paruh 30^0 . Diameter *fins* dalam penelitian ini yang digunakan divariasikan yaitu diameter 6, 8 dan 10. Jarak antar *fins* dalam penelitian ini di variasikan yaitu 0,25 L, 0,5 L, dan 0,75 L. Adapun L adalah jarak antar *obstacle*, yaitu 50 mm. Penelitian eksperimental kolektor surya *V-corrugated absorber* dengan *obstacle* dan penambahan *fins* dilaksanakan di Laboratorium Perpindahan Panas dan Massa Jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.



Gambar 3.1 Rancangan Kolektor surya *v-corrugated absorber* dan *obstacle* dengan penambahan *fins* berbentuk setengah silinder yang disusun secara *staggered*

Adapun dimensi *obstacle* dan ukuran *fins* yang disusun secara *staggered* dapat dilihat pada Gambar 3.2.



Gambar 3.2 *Obstacle* dan *Fins* yang digunakan pada kolektor surya

3.2 Metode Penelitian Numerik

Simulasi ini menggunakan perangkat lunak CFD dengan *software* ANSYS 15.1 komersial dengan menggunakan metode diskritisasi *second order upwind*. Simulasi dilakukan dengan asumsi aliran berupa aliran *incompressible*, steady, 3



dimensi. Untuk menganalisa karakteristik aliran yang melintasi *dacting* pada kolektor surya *v-corrugated* terdapat tahapan yang dilakukan, yaitu tahap permodelan CFD.

Simulasi CFD pada aliran yang melintasi *dacting* kolektor surya *v-corrugated* meliputi tahap *Pre-processing*, *processing* dan *post-processing*.

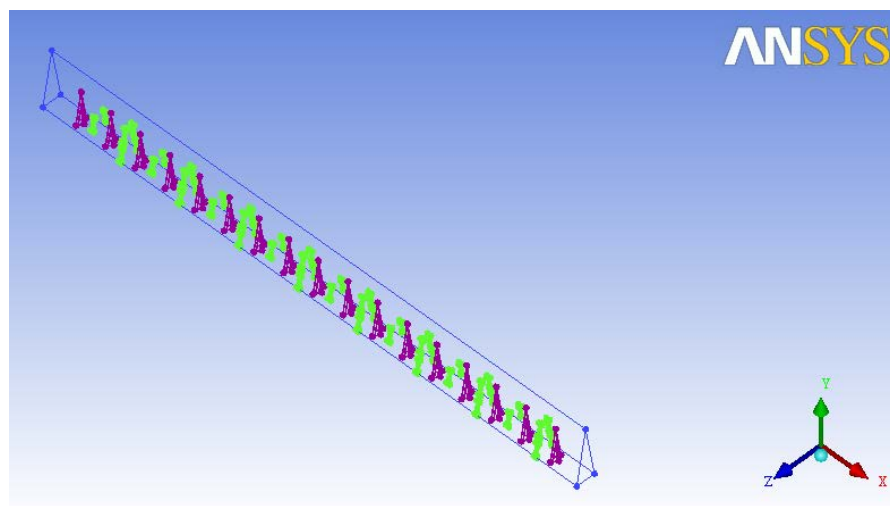
3.2.1 Tahap *Pre-Procesing*

Tahap *pre-processing* merupakan tahap awal untuk menganalisa pemodelan CFD. Tahap ini terdiri dari pembuatan geometri, *meshing*, dan penentuan kondisi batas. Tahapan dalam *pre-processing* menggunakan *software* ICEM.

➤ *Meshing* dan Kondisi Batas

Pembuatan *mesh* elemen hingga (*meshing*) adalah pembagian model solid menjadi elemen-elemen kecil sehingga kondisi batas dan beberapa parameter yang diperlukan dapat diaplikasikan ke dalam elemen-elemen tersebut. Karena keakuratan simulasi bergantung pada *grid* yang dibuat, sehingga dilakukan *grid independent test*. *Shear-Stress-Transport* (SST) $k-\omega$ pada kecepatan 6,5 m/s.

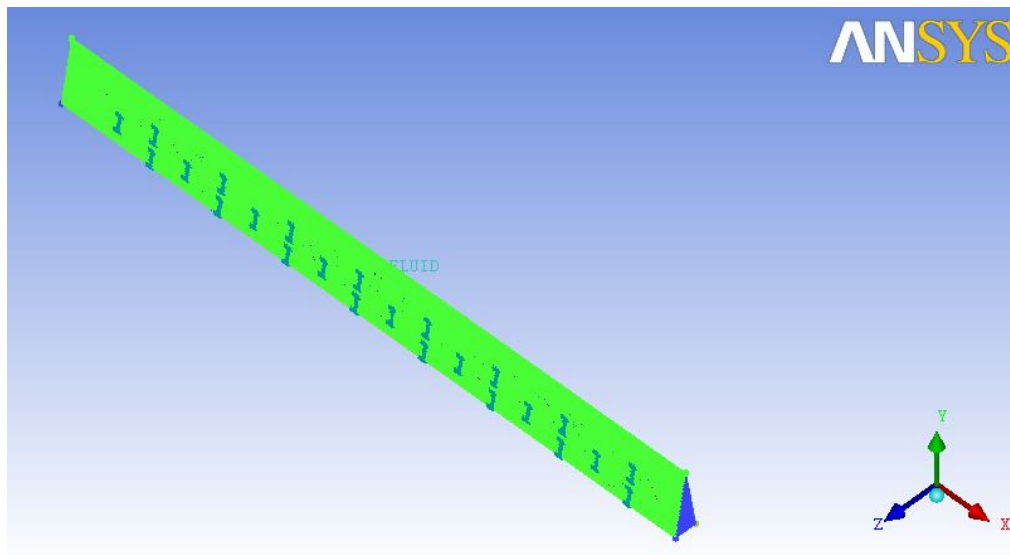
Tipe kondisi batas dari model *inlet* dipilih *velocity inlet*. Sedangkan *outlet* dipilih *outflow*. Dinding atas dan bawah dipilih *Wall*, kemudian *fins* dan *obstacle* masing-masing didefinisikan sebagai *wall*. geometri dan *meshing* yang digunakan untuk penelitian ini pada Gambar 3.3 dibawah ini.



Gambar 3.3 Geometri kolektor surya *v-corrugated absorber* dan *obstacle* dengan *fins* yang disusun secara *staggered*



Pada geometri yang telah dilakukan, kemudian melakukan pembuatan *meshing*, sebelum pembuatan mesh elemen hingga (*meshing*) adalah pengambilan elemen kecil sehingga kondisi batas dan beberapa parameter yang diperlukan dapat diaplikasikan kedalam elemen tersebut. Gambar 3.4 menunjukkan *meshing* yang digunakan.



Gambar 3.4 Salah satu bentuk variasi *Meshing* 3D pada kolektor surya *v-corrugated absorber* dan *obstacle* dengan penambahan *fins* yang disusun secara *staggered*

3.2.2 Tahap *Processing*

Processing merupakan langkah kedua dalam melakukan simulasi numerik dengan CFD (*computation fluid dynamics*). Langkah-langkah yang dilakukan meliputi: memilih *solver*, model turbulensi, sifat material yang digunakan, menentukan kondisi batas, mengatur parameter control solusi, melakukan iterasi dan menyimpan hasil iterasi.

3.2.3 Tahap *Post-Processing*

Proses ini merupakan proses akhir dari simulasi. Dimana hasil simulasi berupa data kualitatif dan kuantitatif. Data kualitatif berupa visualisasi aliran dan kontur kecepatan. Data kuantitatif berupa, temperature, *pressure* dan velocity. Data kuantitatif tersebut akan diolah dengan perangkat lunak Microsoft Excel 2013, sehingga data kuantitatif tersebut dapat ditampilkan dalam bentuk grafik.



3.3 Parameter-parameter yang dilakukan

Para penelitian terdahulu yang dilakukan oleh Ekadewi dan Djatmico [1] menggunakan model $SK\epsilon$, $RK\epsilon$, $SK\omega$ dan $SSTk\omega$. Adapun parameter yang digunakan pada Fluent dapat dilihat pada table 3.1 dibawah ini.

Tabel 3.1. Parameter-parameter pada Fluent

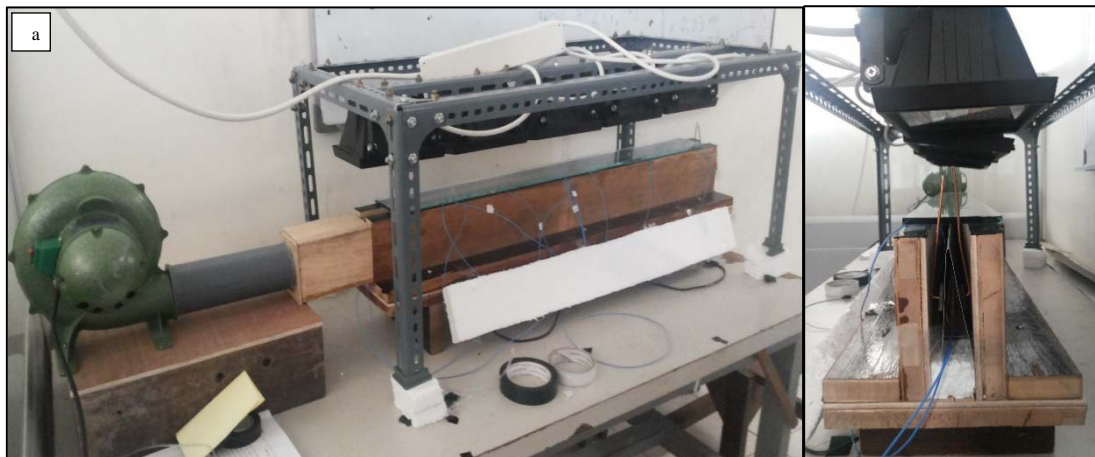
Parameter		Input
Model	<i>Solver</i>	<i>Green-Gauss Cell Based, 3D</i>
	<i>Energy</i>	<i>Energy Equation</i>
	<i>Viscous</i>	<i>k-omega SST (2 equation)</i>
Material	<i>Air</i>	$\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$ $h = 0,0242 \text{ Watt/m.K}$ $C_p = 1006,43 \text{ J/kg.K}$ $\nu = 1,7894 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$
Operating Conditions	<i>Operating Pressure</i>	$1,01325 \times 10^5 \text{ Pa}$
Boundary Conditions	<i>Plat absorber (bottom)</i>	<i>Wall, Temperature constant 310 K</i>
	<i>Inlet</i>	<i>Velocity inlet 6,5 m/s, Temperature 300 K</i>
	<i>Outlet</i>	<i>Outflow</i>
	<i>Obstacles</i>	<i>Wall, Temperature constant 310 K</i>
	<i>Fins</i>	<i>Wall, Heat Flux 430 Watt/m²</i>
	<i>Plat absorber</i>	<i>Wall, Heat Flux 430 Watt/m²</i>
Controls	<i>Solution</i>	<i>Pressure-Velocity Coupling = SIMPLEC</i> <i>Discretization</i> <i>Pressure = Standard</i> <i>Momentum = second order upwind</i> <i>Turbulent Kinetic Energy = second order upwind</i> <i>Specific Dissipation Rate = second order upwind</i> <i>Energy = second order upwind</i>
	<i>Initialize</i>	<i>Inlet, Z velocity = 6,5 m/s</i>
	<i>Residuals</i>	<i>Absolute Criteria</i> <i>Continuity = 10⁻¹</i> <i>X velocity = 10⁻³</i> <i>Y velocity = 10⁻³</i> <i>Z velocity = 10⁻³</i> <i>Energy = 10⁻⁵</i> <i>k = 10⁻³</i> <i>Omega = 10⁻³</i>



3.4 Rancangan Eksperimental

Dalam studi eksperimental ini kolektor surya pemanas udara akan diuji dengan variabel pengujian berupa *mass flow rate* (laju aliran massa), yang berasal dari *blower* dengan mengatur kecepatan *inlet* dan intensitas lampu halogen sebagai pengganti radiasi matahari.

Kolektor surya mempunyai dimensi, panjang 900 mm, lebar 90 mm, tinggi 165 mm, lebar penampang saluran 30 mm dan tinggi saluran 85 mm. Jarak antar *obstacle* 50 mm dan jarak antar *fin* 50 mm. Plat penyerap yang dicat warna hitam terbuat dari aluminium, rangka terbuat dari kayu dan ditambah *styrofoam* setebal 2,5 cm sebagai isolator termal pada sisi kanan, kiri dan bawah. Kaca bening setebal 3 mm yang tahan panas (*tempered glass*) digunakan sebagai kaca penutup dengan jarak dari ujung segitiga plat penyerap sejauh 10 mm seperti yang terlihat pada Gambar 3.5. Penelitian eksperimental kolektor surya *v-corrugated absorber* dengan *obstacle* dan penambahan *fins* setengah silinder yang disusun secara *staggered*, dilaksanakan di Laboratorium Perpindahan Panas Jurusan Teknik Mesin ITS Surabaya.



Gambar 3.5 Kolektor surya pemanas udara *v-corrugated absorber* dan *obstacle* dengan penambahan *fins* (a) tampak depan (b) tampak samping

3.4.1 Pra-Design Pemilihan *Fins*

Pemakaian *fins* pada kolektor surya *v-corrugated absorber* perlu diperhitungkan untuk mendapatkan Q_{usefull} yang paling optimum. Pemilihan jarak dan diameter *fins* digunakan untuk mencari *fins* yang paling optimum, hal ini



bertujuan untuk memperkirakan peningkatan turbulensi yang terjadi pada fluida kerja di bawah plat *absorber* dengan *obstacle*. Sementara pemilihan ukuran *fins* dilakukan untuk mengoptimalkan peningkatan temperatur yang dihasilkan.

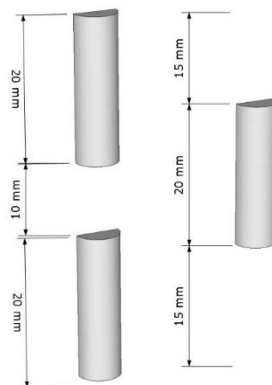
3.4.2 Ukuran dari *fins*

Penggunaan *fins* untuk memperluas area perpindahan panas fluida kerja di dalam kolektor surya serta menimbulkan olakan pada sisi-sisi miring plat *absorber*. *Fins* yang digunakan berbentuk setengah silinder. Berikut ini tabel ukuran dan jarak *fins* yang digunakan :

Tabel 3.2 Diameter dan jarak *fins*

No	Diameter <i>Fins</i> (D)	Jarak <i>Fins</i> Dengan <i>Obstacle</i> (L)
1	6 mm	0,25 L
		0,5 L
		0,75 L
2	8 mm	0,25 L
		0,5 L
		0,75 L
3	10 mm	0,25 L
		0,25 L
		0,75 L

Adapun Gambar *fins* yang digunakan pada penelitian ini berupa *fins* berbentuk setengah silinder yang disusun secara *staggered*, dapat dilihat pada Gambar 3.6 yaitu sebagai berikut :



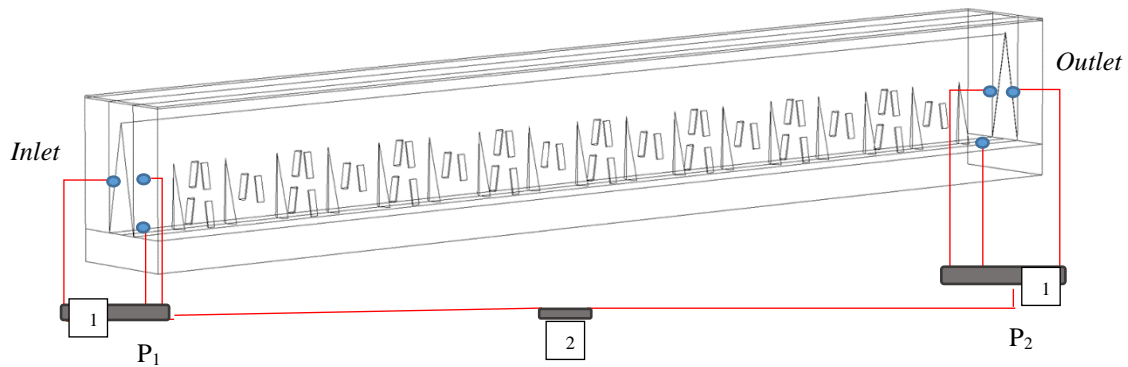
Gambar 3.6 Dimensi *fins* berbentuk setengah silinder yang disusun secara *staggered*



3.5 Gambaran Sistem Kerja

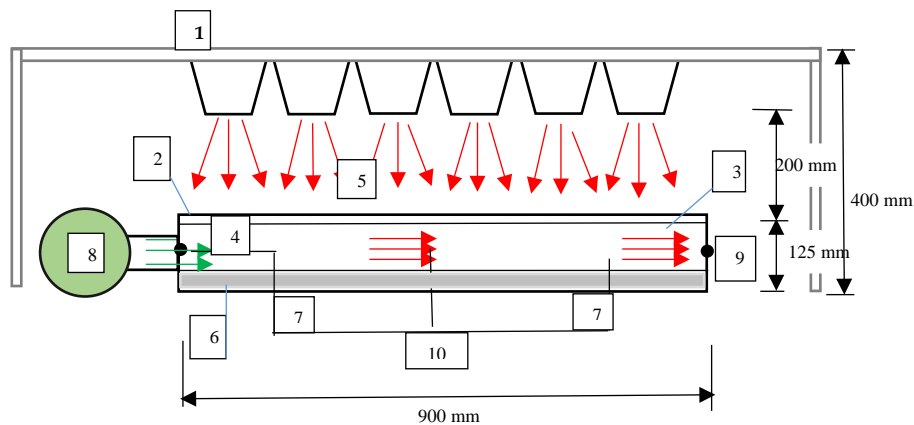
Skema pengukuran tekanan yang digunakan selama eksperimen ditunjukkan pada Gambar 3.7 dimana tekanan rata-rata di peroleh dari persamaan:

$$P_s \text{ rata-rata} = \frac{P_{s1} + P_{s2} + P_{s3}}{3}$$



Gambar 3.7 Skema pengukuran tekanan pada solar kolektor surya pemanas udara

Skema dan foto peralatan yang digunakan selama eksperimen ditunjukkan pada Gambar 3.8.



Gambar 3.8 Skema kerja dan peralatan yang di pakai pada solar kolektor

Keterangan gambar:

- | | |
|-------------------------|------------------------|
| 1. Lampu halogen | 6. Isolator |
| 2. Kaca penutup | 7. <i>Thermocouple</i> |
| 3. Plat <i>absorber</i> | 8. <i>Blower</i> |

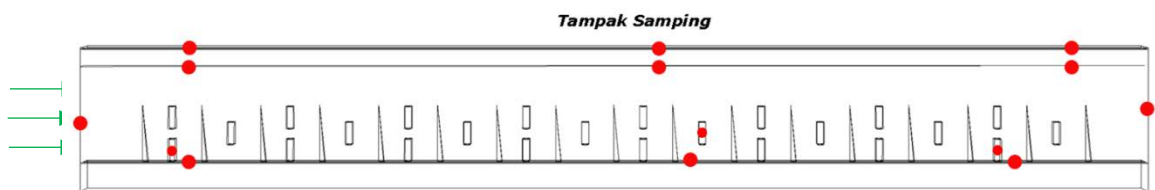


4. Aliran udara masuk
5. Radiasi
9. Aliran udara keluar
10. *Termocouple multiplex*

3.6 Parameter yang Diukur dan Peralatan Penelitian

3.6.1 Parameter yang Diukur

Proses pengujian kolektor surya pemanas udara *v-corrugated absorber* dan *obstacle* dengan penambahan *fins* berbentuk setengah silinder yang disusun secara *staggered*, terdapat parameter-parameter yang diukur dengan posisi seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3.8.



Gambar 3.9 Titik-titik pengukuran temperature, *thermal sensor* pada kolektor surya pemanas udara

3.6.2 Parameter –parameter yang digunakan dalam penelitian eksperimental

Selama proses pengujian kolektor surya tersebut, terdapat parameter yang diukur dengan posisi seperti Gambar 3.7. Parameter tersebut dapat dilihat dibawah ini. Berikut parameter-parameter apa saja yang akan diukur:

1. Temperatur fluida kerja masuk kedalam *ducting channel* ($T_{f,in}$)
2. Temperatur fluida kerja keluar *ducting channel* ($T_{f,out}$)
3. Temperatur udara *ambient* (T_{amb})
4. Temperatur plat *absorber* (T_{abs})
5. Temperatur kaca penutup (T_{cg})
6. Temperatur *fin* (T_{fin})
7. Temperatur *base* (T_b)
8. Temperatur isolasi (T_{iso})
9. Intensitas radiasi ektraterrestrial (I_T)
10. Kecepatan fluida kerja (v_f)



3.7 Peralatan dan Bahan Penelitian²

3.7.1 Peralatan yang digunakan

Berikut adalah peralatan yang digunakan dalam penelitian ini berupa alat alat uji dan alat bantu untuk pengukuran yaitu:

1. Kolektor surya dengan Panjang kolektor 900 mm, lebar 30 mm, tinggi 85 mm.
2. *Pyranometer*, Gambar 3.10 adalah alat yang digunakan untuk mengukur intensitas radiasi matahari.

No. Seri: S 97048.32. ML-020 VM. Buatan: Eko instrument trading Co Ltd-Jepang. Konversi: 7.65 Mv/Kw.m^2 . Untuk pembacaan *pyranometer* digunakan multimeter digital dengan ketelitian 0,1 mV.



Gambar 3.10 *Pyranometer*

3. *Anemometer*, Gambar 3.11 adalah alat yang digunakan untuk mengukur kecepatan angin. Tipe: AR 816. Buatan: Smart Sensor. Akurasi: $\pm 5\%$.



Gambar 3.11 *Anemometer*



4. *Blower*, Gambar 3.12 adalah untuk suplai udara masuk yang dialirkan ke dalam *ducting*. Daya: 260 Watt. Voltage: 220 Volt. Speed: 3600 rpm. Diameter discharge: 2,5 inchi.



Gambar 3.12 *Blower*

5. *Arduino Termocouple Multiplexer Shield*, Gambar 3.13 digunakan untuk membaca suhu kabel *thermocouple* digital.
Tipe: KTA-259K, thermocouple tipe K, buatan Ocean Control Australia, temperature range: -200 -+ 1350°C, Akurasi: 2°C.



Gambar 3.13 *Arduino*

6. *Voltage Regulator*, Gambar 3.14 adalah untuk mengatur voltase lampu halogen.



Gambar 3.14 *Voltage Regulator*



7. Lampu halogen, Gambar 3.15 adalah sebagai pengganti cahaya matahari.



Gambar 3.14 Lampu halogen

8. *Magnehelic Differential Pressure Gage*, Gambar 3.16 adalah untuk membaca tekanan. Tipe: 2300-120 Pa, Zero Range Center, Buatan: Dwyer. Ranger: -60 to 60 Pa. Akurasi: 2%



Gambar 3.16 Pressure Gage

3.8 Tahap-Tahap Penelitian

Dalam penelitian ini, ada tiga tahap dalam penelitian, yaitu diantaranya, tahap persiapan, tahap pengambilan data, dan tahap akhir. Adapun penjelasan masing-masing tahap akan dijelaskan sebagai berikut :

➤ Tahap persiapan

1. Mempersiapkan dan memastikan semua peralatan yang digunakan dalam kondisi sudah dikalibrasi yaitu: *pyranometer*, *anemometer*, *thermocouple selector*, *blower*, *thermometer digital*, lampu halogen, dan rangkaian-rangkaian listrik yang akan dibutuhkan.
2. Merangkai semua peralatan dengan benar.



➤ **Tahap pengambilan data**

1. Memastikan semua peralatan disusun dengan benar.
2. Memvariasikan kecepatan udara dimulai dari 2,6 m/s.
3. Mevariasikan intensitas cahaya pada lampu halogen dimulai dari 431 W/m², 575 W/m² dan 718 W/m² dengan menggunakan *voltage regulator*.
4. Mengambil data yang dibutuhkan meliputi: V_f , I_T , T_{cg} , T_{abs} , T_{amb} , $T_{f,out}$, $T_{f,in}$, T_{base} , T_{iso} , dan T_{fin} .
5. Mengulangi dengan langkah 2 hingga 4, dengan cara mengatur kecepatan menggunakan *voltage regulator* sampai mendapatkan kecepatan keluaran sebesar 2,6 m/s; 3,9 m/s; 5,2 m/s; 6,5 m/s.

➤ **Tahap Akhir**

1. Menurunkan kecepatan blower secara perlahan-lahan lalu dimatikan.
2. Menurunkan tegangan pada lampu halogen lalu dimatikan.
3. Mematikan semua peralatan listrik.
4. Meletakkan peralatan utama dan peralatan bantu sesuai dengan tempat semula.

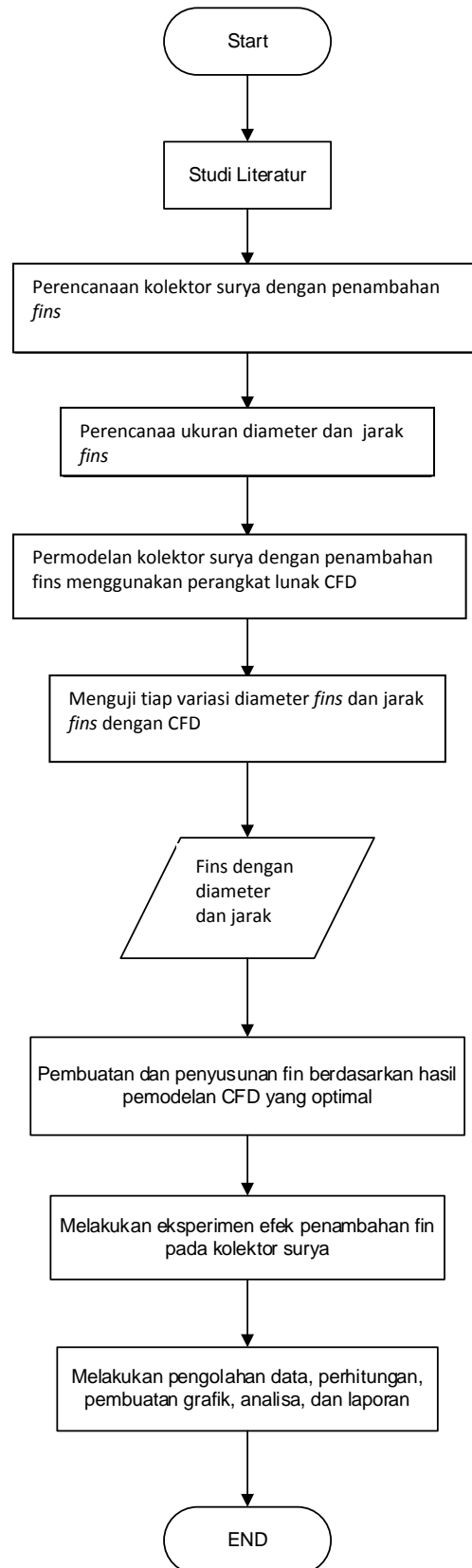
Sedangkan desain eksperimen dari penelitian ini sebagai berikut :

Tabel 3.3 Desain Eksperimen

Input			Output	
Variabel Tetap	Variabel Kontrol		Diukur	Dianalisa
Dimensi kolektor surya	Laju aliran massa	0,002 kg/s	V_f , I_t , T_{cg} , T_{amb} , $T_{f,in}$, $T_{f,out}$, T_{fin} , T_{iso} , T_{abs} , T_{base}	Q_{useful} , Effisiensi kolektor
		0,004 kg/s		
		0,006 kg/s		
		0,008 kg/s		
	Intensitas Radiasi	431 Watt/m ²		
		575 Watt/m ²		
		719 Watt/m ²		

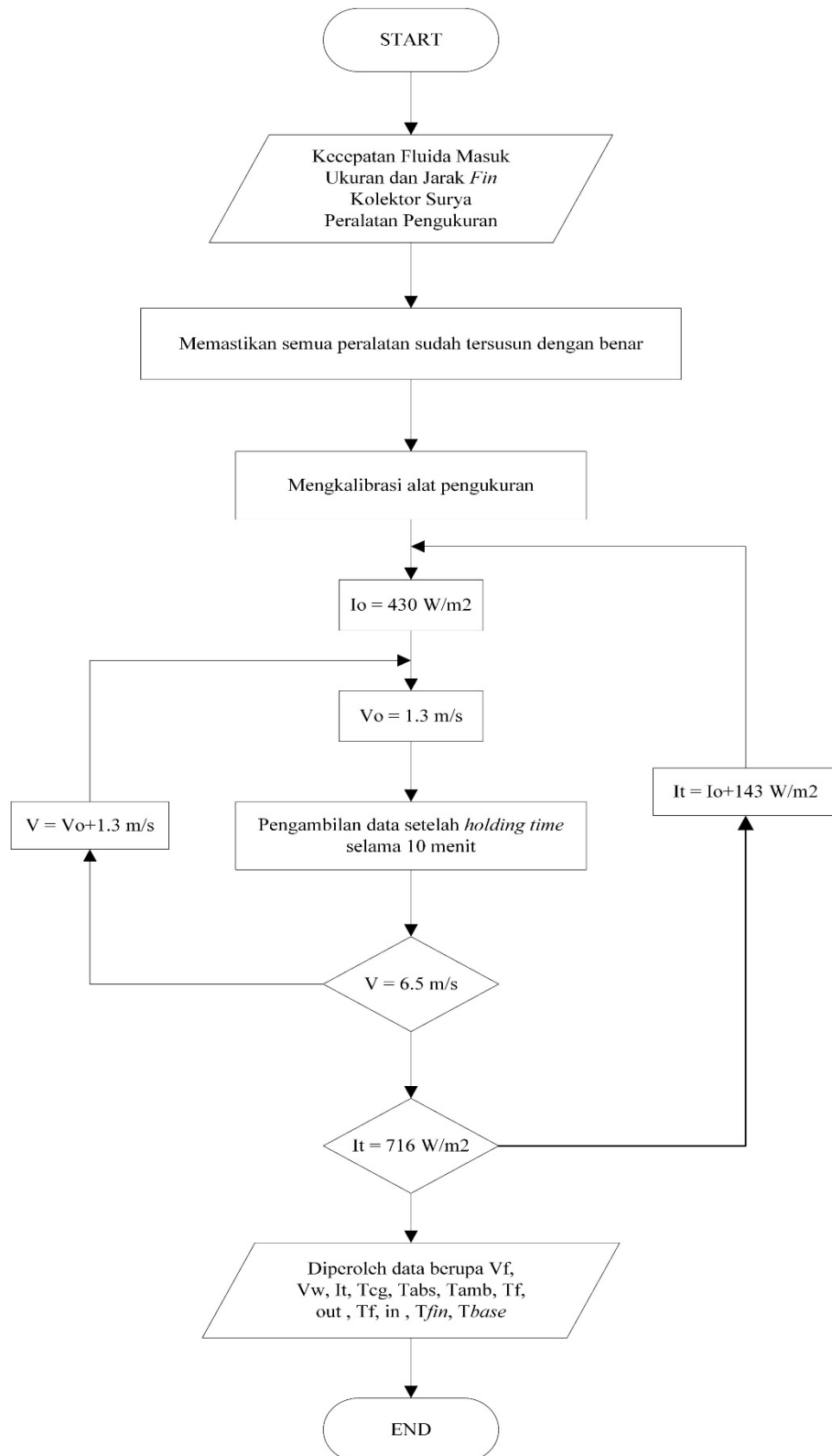


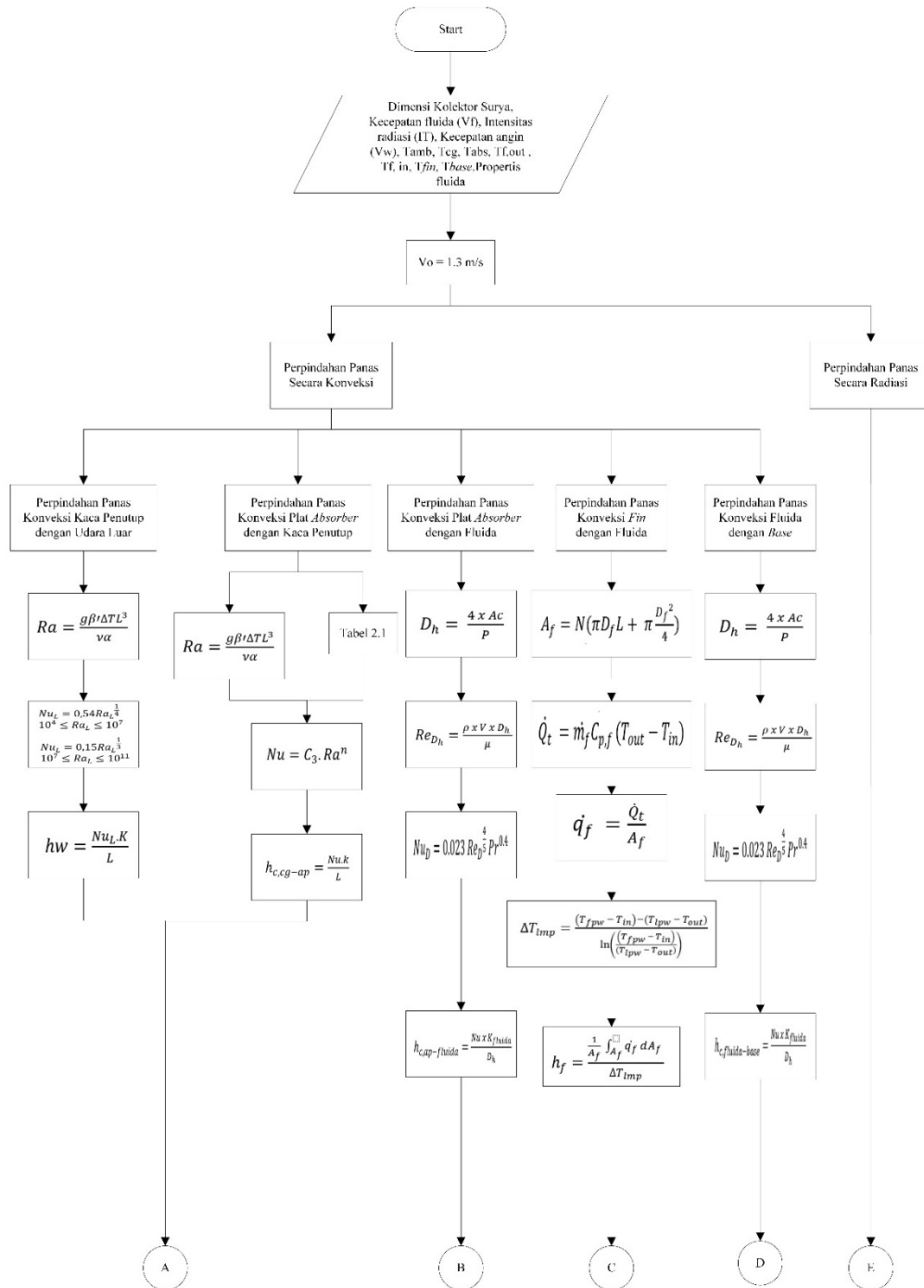
3.9 Flowchart Penelitian

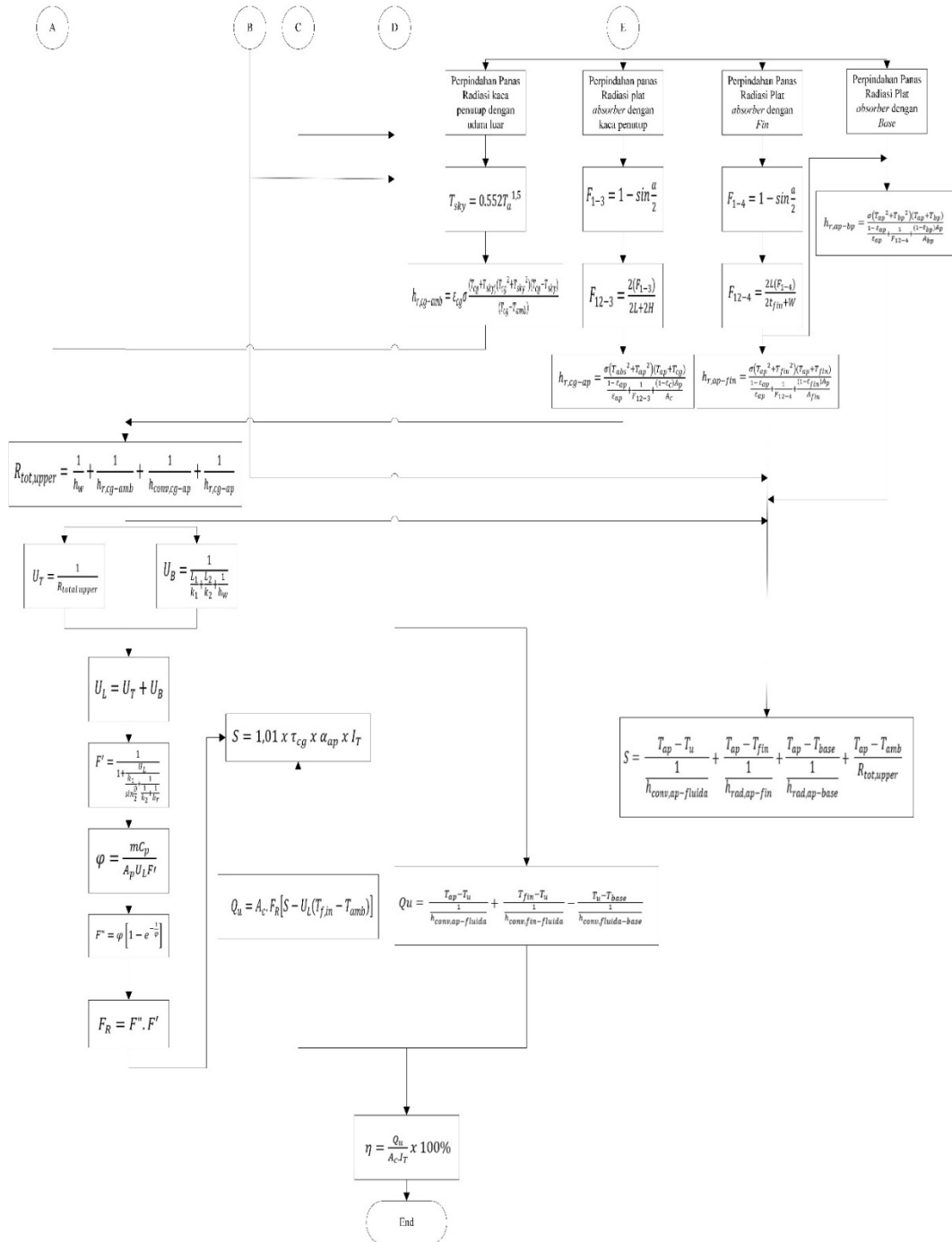




3.10 Flowchart Pengambilan Data









Halaman ini sengaja dikosongkan



BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada Bab ini menampilkan hasil dan pembahasan baik secara simulasi numerik maupun secara eksperimental. Pengambilan data kolektor surya pemanas udara dengan plat *absorber* berbentuk *V-Curragated* yang menggunakan penambahan *fins* berbentuk setengah silinder disusun secara *staggered* dilakukan pada Laboratorium Perpindahan Panas dan Massa Jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Percobaan ini bertujuan untuk membandingkan performa kolektor surya dengan penambahan *fins* dan tanpa *fins*. Sebelum melakukan percobaan dilakukan pengujian dimensi *fins* yang paling optimum menggunakan simulasi numerik. Adapun variasi dimensi *fins* terletak pada diameter *fins* 6 mm, 8 mm dan 10 mm dan jarak *fins* terhadap *obstacle* yaitu 0,25L; 0,50L dan 0,75L. Setelah mengetahui diameter dan jarak *fins* yang paling optimum berdasarkan perubahan suhu dan penurunan tekanan, kemudian dilakukan eksperimen terhadap performa kolektor surya pemanas udara dengan penambahan *fins*. Dalam percobaan eksperimen, lampu halogen digunakan sebagai pengganti sinar matahari, percobaan eksperimen dilakukan dengan memvariasikan laju aliran massa yaitu 0,002 kg/s; 0,004 kg/s; 0,006 kg/s dan 0,008 kg/ serta intensitas cahaya yaitu 431 Watt/m², 575 Watt/m², 719 Watt/m². Dari hasil simulasi numerik dengan variasi diameter *fins* dan jarak *fins* terhadap *obstacle*, dapat di lihat pada Tabel 4.1.

Tabel 4.1 Data Hasil Simulasi Numerik

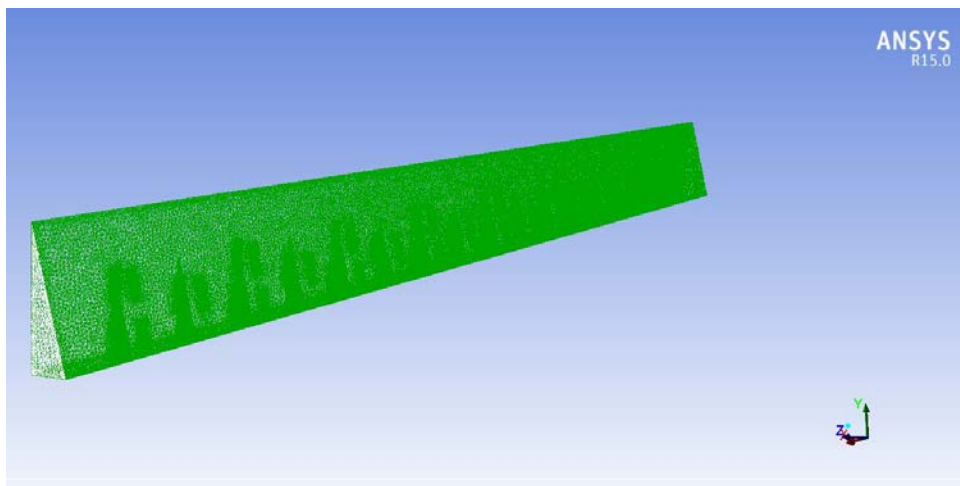
Diameter	8mm			10mm			6mm		
Jarak	0.25	0.5	0.75	0.25	0.5	0.75	0.25	0.5	0.75
Temperature Outlet	311.4766	311.0109	311.2118	310.8331	310.7922	311.3773	309.5543	309.6459	308.7409
Temperature Inlet	300	300	300	300	300	300	300	300	300
Delta T	11.4766	11.0109	11.2118	10.8331	10.7922	11.3773	9.5543	9.6459	8.7409
Pressure Outlet	101325	101325	101325	101325	101325	101325	100953.6	100970	100992.7
Pressure Inlet	102249.7	102098.5	102116.1	102381.6	102160.5	102173.5	101319.5	101319.8	101319.7
Delta P	924.7	773.5	791.1	1056.6	835.5	848.5	365.9	349.8	327
Velocity Inlet	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5
Velocity Outlet	6.364504	6.083578	6.596075	6.597012	6.291259	6.531916	7.350762	8.03079	7.770595
Delta V	0.135496	0.416422	0.096075	0.097012	0.208741	0.031916	0.850762	1.53079	1.270595



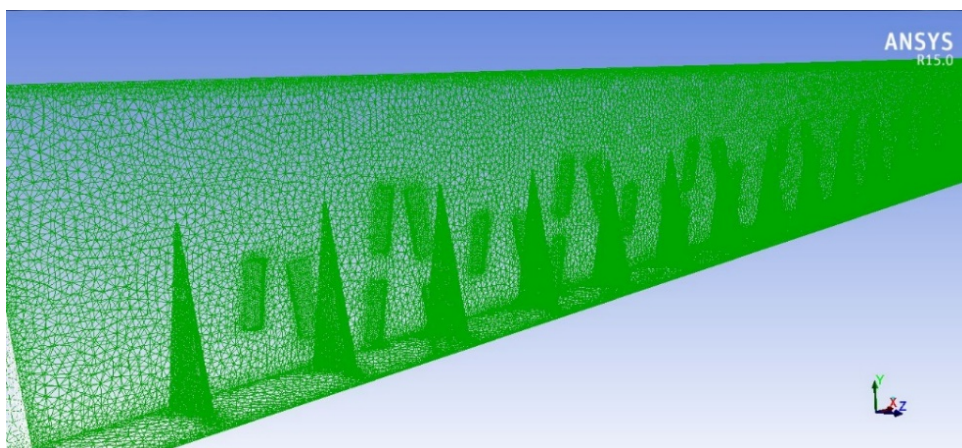
4.1 Simulasi Numerik

4.1.1 Grid Independency

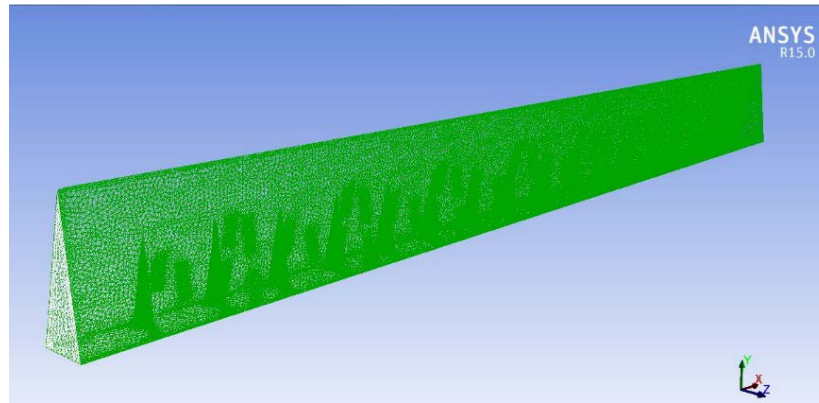
Adapun simulasi numerik dilakukan untuk mengetahui fenomena yang terjadi di dalam saluran kolektor surya dengan penambahan *fins*, langkah awal dari simulasi numerik adalah melakukan *grid independency*. *Grid independency* dilakukan dengan cara meningkatkan resolusi dari rapat, renggang *mesh* agar hasil simulasi tidak berubah terhadap *meshing*, kerapatan dari *mesh* sangat mempengaruhi hasil dan waktu simulasi numerik, maka sangat penting untuk mengetahui *mesh* yang tepat. Pada Gambar 4.1, Gambar 4.2, dan Gambar 4.3 dapat dilihat beberapa *mesh* yang digunakan pada simulasi numerik.



Gambar 4.1 Rancangan *mesh* dari *fins* 6 mm dengan jarak 0,25L



Gambar 4.2 Rancangan *mesh* dari *fins* 6 mm, jarak 0,5L

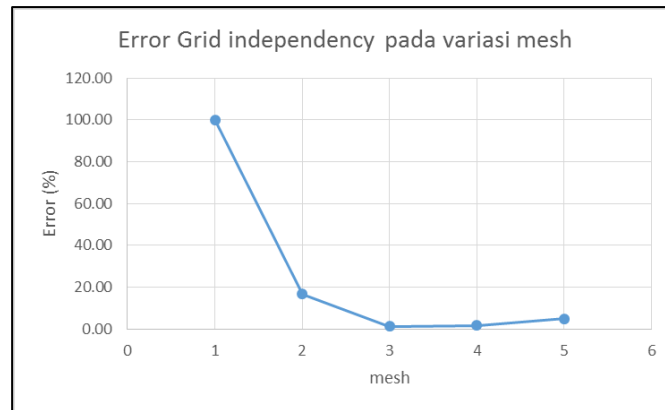


Gambar 4.3 Rancangan *mesh* dari *fins* 6 mm, jarak 0,75L

Grid independency pada simulasi ini, yaitu bertujuan untuk memeriksa jumlah *grid* yang digunakan dan untuk menentukan *mesh* yang baik dan efisien yang dilakukan untuk pengamatan numerik. *Grid independency* pada simulasi ini menggunakan 6 variasi *mesh* yang berpengaruh pada jumlah *cell*, *face* dan *node*. Setiap *mesh* di uji dengan kondisi batas dan pengaturan yang sama dalam *software* Fluent, pengaturan yang dilakukan adalah 3 dimensi, *double precision*, model *viscous* yang digunakan adalah *Shear Stress Transport k-omega* (SSTk ω), material plat penyerap, plat bawah, *obstacle* dan *fins* adalah Aluminium, fluida adalah udara dengan densitas, viscositas, dan konduktivitas termal yang berubah terhadap temperatur. Kecepatan di inlet di tetapkan sama dengan kecepatan aliran dalam saluran kolektor yaitu sebesar 6,5 m/s dengan temperatur inlet 300 K. Setelah dilakukan *grid independency* didapatkan *mesh* terbaik yang ditampilkan pada Tabel 4.2 untuk masing-masing variasi.

Tabel 4.2 Jumlah *cell*, *face* dan *node* dari *mesh* yang diuji.

No	Variasi	Mesh Size		Velocity [m/s]	Error (%)
1	Mesh A (Coarsen)	Nodes	436244	6.79	100.00
		Faces	4464706		
		Cells	2164065		
2	Mesh B (Coarse)	Nodes	545766	7.93	16.79
		Faces	5478900		
		Cells	4674879		
3	Mesh C (Moderate)	Nodes	659078	8.03	1.26
		Faces	6423402		
		Cells	5808209		
4	Mesh D (Fine)	Nodes	697909	8.17	1.74
		Faces	6998790		
		Cells	6590876		
5	Mesh E (Finest)	Nodes	767898	8.57	4.90
		Faces	7809789		
		Cells	7098794		



Gambar 4.4 Nilai error *grid independency*

Dari Gambar 4.4 didapatkan *mesh* 3 yang memiliki error yang tidak banyak berubah dibandingkan dengan *mesh* 4, *mesh* 5, maka *mesh* 3 dianggap memenuhi *grid independency*.

4.1.2 Hasil Simulasi

Berdasarkan hasil simulasi numerik didapatkan hasil seperti yang ditampilkan pada Tabel 4.3. Intensitas cahaya yang digunakan pada simulasi ini adalah 430 Watt/m² dengan kecepatan fluida masuk sebesar 6,5 m/s. Keluaran yang didapat dari simulasi ini adalah peningkatan temperatur dan penurunan tekanan. Simulasi yang dilakukan pada saluran tanpa *fins* juga dilakukan untuk membandingkan pengaruh *fins* terhadap peningkatan temperatur dan penurunan tekanan. Hasil simulasi Dapat dilihat pada Tabel 4.3.

Tabel 4.3 Perbedaan temperatur dan tekanan hasil simulasi pada semua variasi *fins*

Variasi Fins	L	ΔP (Pa)	ΔT (K)	ΔV (m/s)	Rasio ΔP	Rasio ΔT	Rasio $\Delta P / \Delta T$
6	0.25	365.9	9.5543	0.850762	0.841269	0.031665	26.56789
	0.5	349.8	9.6459	1.53079	0.760251	0.041556	18.29472
	0.75	327	8.7409	1.270595	0.645518	0.056165	11.49317
tanpa fin		198.7217	9.26105	0.014782			
8	0.25	924.7	11.4766	0.135496	3.653242	0.239233	15.27064
	0.5	773.5	11.0109	0.416422	2.892379	0.188947	15.30786
	0.75	791.1	11.2118	0.096075	2.980945	0.21064	14.15183
tanpa fin		198.7217	9.26105	0.014782			
10	0.25	1056.6	10.8331	0.097012	4.316985	0.169749	25.43164
	0.5	835.5	10.7922	0.208741	3.204373	0.165332	19.38142
	0.75	848.5	11.3773	0.031916	3.269791	0.228511	14.30913
tanpa fin		198.7217	9.26105	0.014782			

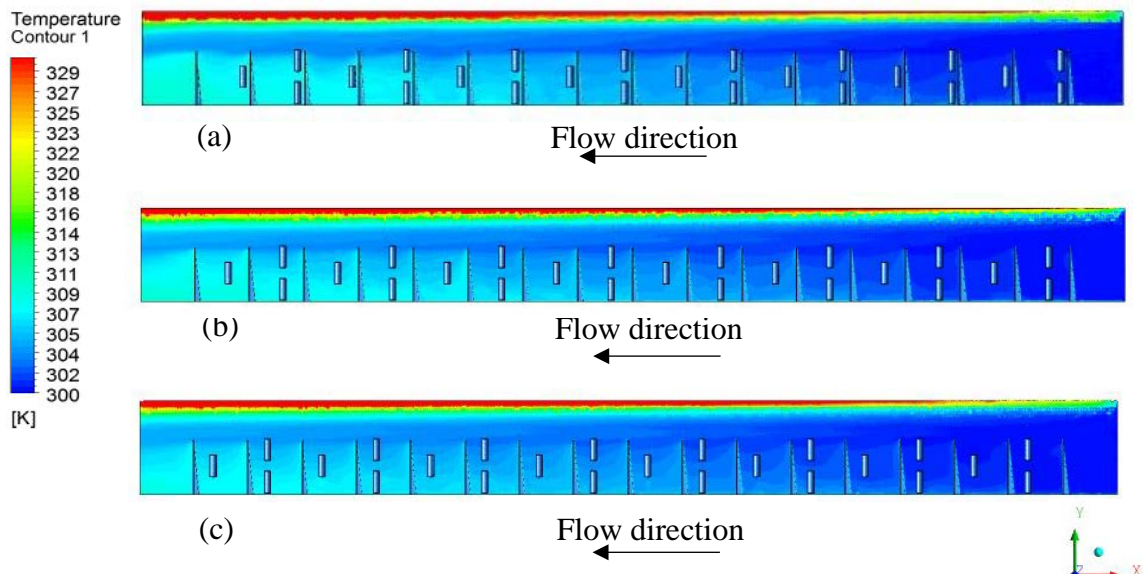


Pemilihan *fins* yang optimal didasarkan pada kenaikan temperatur dan penurunan tekanan yang dirumuskan secara matematis yaitu:

$$R = \frac{\Delta P = \left| \frac{\Delta P_{tanpa\ fins} - \Delta P_{fins}}{\Delta P_{tanpa\ fins}} \right|}{\Delta T = \left| \frac{\Delta T_{tanpa\ fins} - \Delta T_{fins}}{\Delta T_{tanpa\ fins}} \right|}$$

Nilai dari perbedaan tekanan dan temperatur yang dihasilkan dari setiap variasi *fins* dibandingkan dengan nilai perbedaan tekanan dan temperatur pada saluran tanpa *fins*. Nilai rasio ($\Delta P/\Delta T$) yang diharapkan dari hasil simulasi adalah nilai terkecil. Setelah dilakukan simulasi pada semua variasi tersebut, didapatkan hasil bahwa *fins* dengan Diameter 6 mm dan jarak *fins* terhadap *obstacle* 0,75L. *Fins* yang paling optimal dengan nilai $\Delta P/\Delta T = 11,493$.

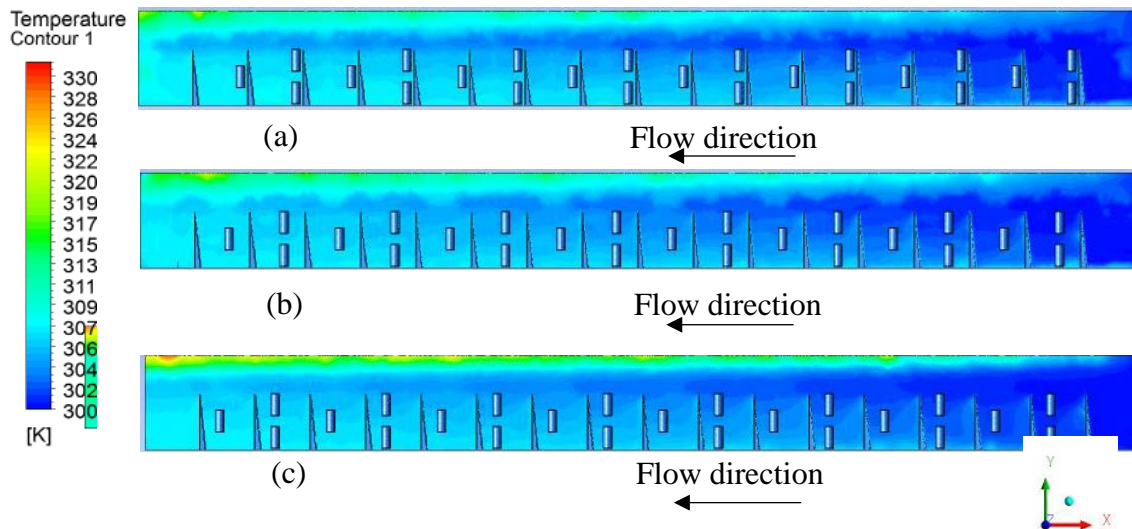
Adapun proses simulasi yang dilakukan yaitu untuk mengetahui distribusi temperatur pada setiap diameter *fins* dan jarak *fins* terhadap *obstacle*, mulai dari *fins* 6 mm; 8 mm dan 10 mm dengan jarak *fins* terhadap *obstacle* 0,25L; 0,5L dan 0,75L, seperti pada Gambar 4.5 sampai dengan Gambar 4.7 dibawah ini.



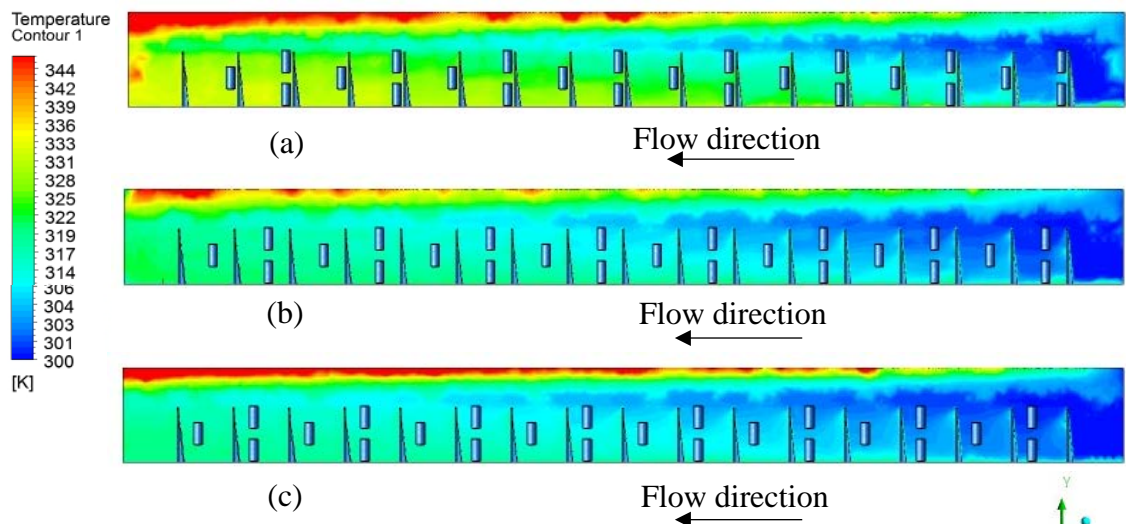
Gambar 4.5 Distribusi Temperatur pada diameter *fins* 6 mm dengan jarak *fins* terhadap *obstacle* (a). *Fins* 6 mm jarak 0,25L (b). *Fins* 6 mm jarak 0,5L (c). *Fins* 6 mm jarak 0,75L.



Pada Gambar 4.6 dilakukan simulasi untuk distribusi tekanan temperatur pada *fins* 8 mm dengan semua jarak *fins* terhadap *obstacle* yaitu.



Gambar 4.6 Distribusi Temperatur pada diameter *fins* 8 mm, dengan jarak *fins* terhadap *obstacle* (a). *Fins* 8 mm jarak 0,25L (b). *Fins* 8 mm jarak 0,5L (c). *Fins* 8 mm jarak 0,75L.



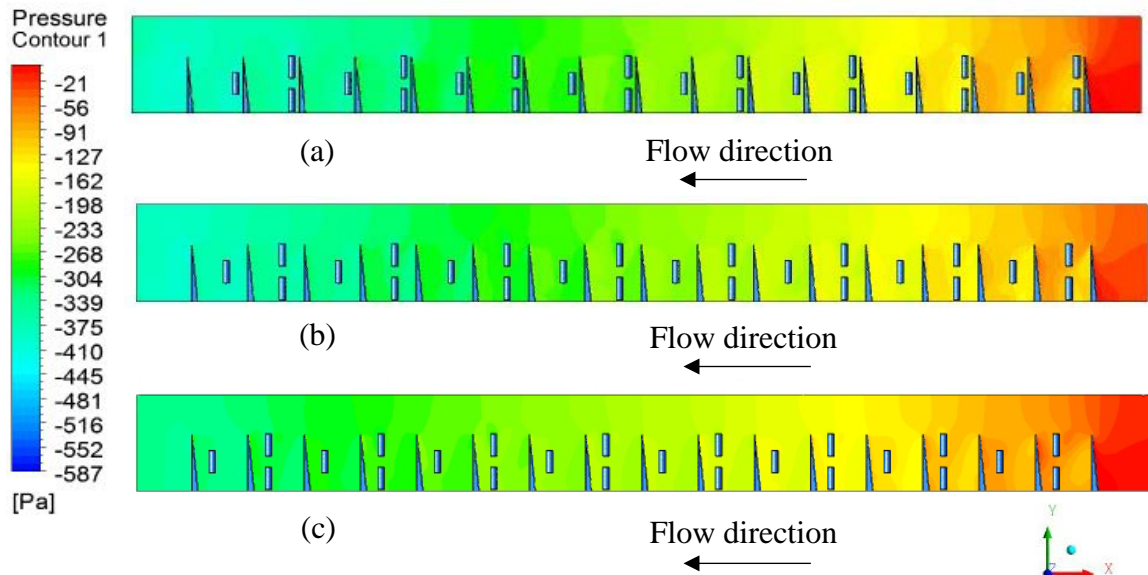
Gambar 4.7 Distribusi Temperatur pada diameter *fins* 10 mm (a). *Fins* 10 mm jarak 0,25L (b). *Fins* 10 mm jarak 0,5L (c). *Fins* 10 mm jarak 0,75L

Pada Gambar 4.5, Gambar 4.6 dan Gambar 4.7, distribusi temperatur dari diameter *fins* 6 mm; 8 mm dan 10 mm dengan jarak *fins* terhadap *obstacle* 0,25L;



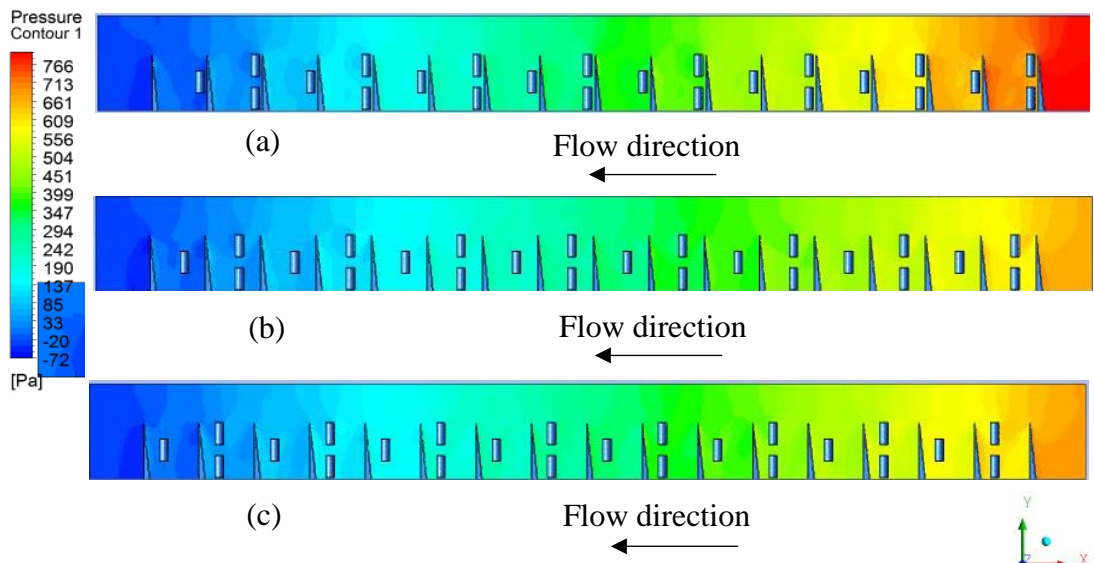
0,5L dan 0,75L menunjukkan, dengan penambahan *fins* dalam saluran *ducting* kolektor surya *v-corrugated absorber*, akan meningkatkan temperatur dengan laju aliran yang ditetapkan 6,5 m/s dan temperature inlet (T_{fin})=300 K.

Pada proses simulasi ini, dilakukan untuk mengetahui hasil distribusi tekanan (*Pressure*) pada diameter *fins* 6 mm; 8 mm dan 10 mm dengan jarak *fins* terhadap *obstacle* yaitu 0,25L; 0,5L dan 0,75L seperti yang terlihat pada Gambar 4.8, Gambar 4.9 dan Gambar 4.10.

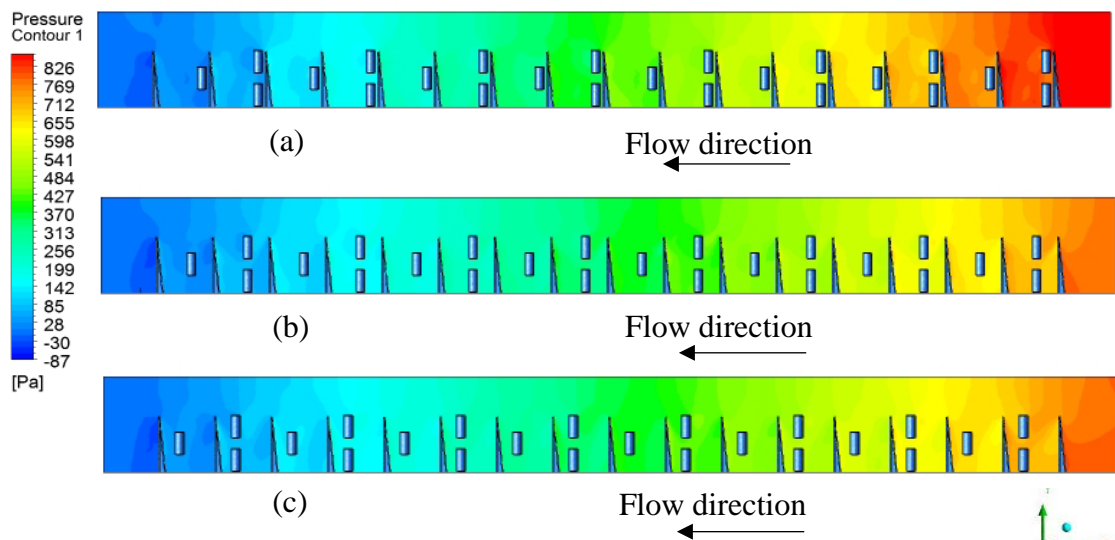


Gambar 4.8 Distribusi Tekanan (*Pressure*) pada diameter *fins* 6 mm dengan semua jarak *fins* terhadap *obstacle* (a). *Fins* 6 mm jarak 0,25L (b). *Fins* 6 mm jarak 0,5L (c). *Fins* 6 mm jarak 0,75L

Pada Gambar 4.9 dilakukan simulasi untuk distribusi tekanan (*Pressure*) pada fins 8 mm pada semua jarak *fins* terhadap *obstacle*.



Gambar 4.9 Distribusi Tekanan (*Pressure*) pada diameter *fins* 8 mm dengan semua jarak *fins* terhadap *obstacle* (a). *Fins* 8 mm jarak 0,25L (b). *Fins* 8 mm jarak 0,5L (c). *Fins* 8 mm jarak 0,75L



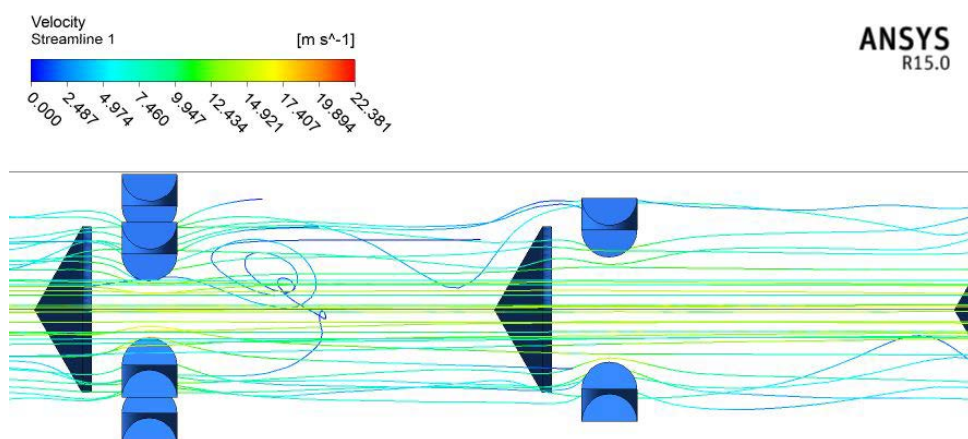
Gambar 4.10 Distribusi Tekanan (*Pressure*) pada diameter *fins* 10 mm dengan semua jarak *fins* terhadap *obstacle* (a). *Fins* 10 mm jarak 0,25L (b). *Fins* 10 mm jarak 0,5L (c). *Fins* 10 mm jarak 0,75L

Pada Gambar 4.8, Gambar 4.9 dan Gambar 4.10, distribusi tekanan (*Pressure*) dari diameter fins 6 mm; 8 mm dan 10 mm, dengan jarak *fins* terhadap



obstacle 0,25L; 0,5L dan 0,75L menunjukkan bahwa dengan penambahan *obstacle* dan *fins* dalam dugting solar kolektor pemanas udara mengakibatkan penurunan tekanan terjadi secara bertahap, pada aliran fluida memasuki kedalam dugting, tekanan terjadi tinggi, kemudian setelah melewati *obstacle* dan *fins*, tekanan semakin kecil.

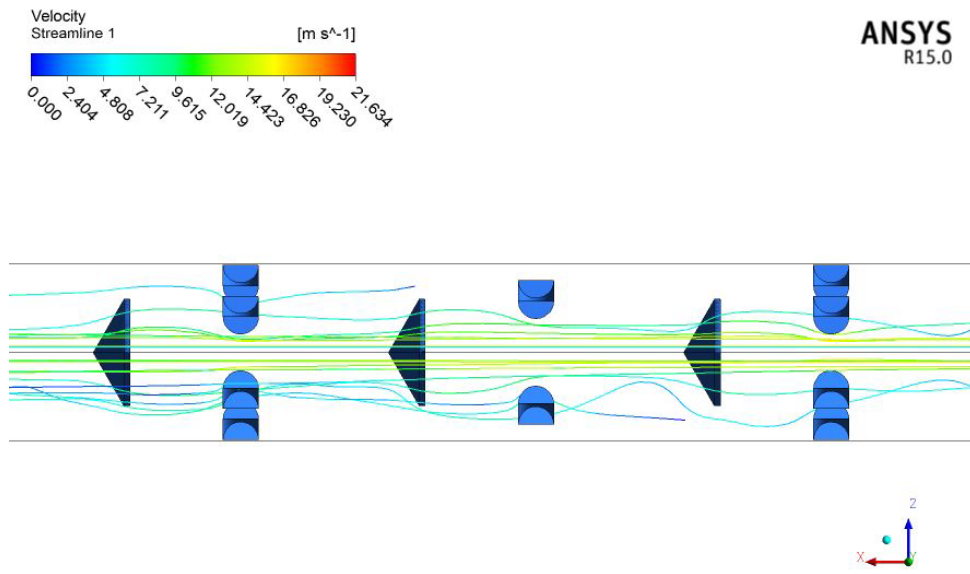
Pada Gambar 4.11, Gambar 4.12 dan Gambar 4.13, *Streamline* kecepatan pada *fins* dengan diameter 10 mm dengan jarak 0,25L; 0,5L dan 0,75L menghasilkan olakan terhadap aliran yang besar dibagian belakang *obstacle* dan *fins*. Diameter *fins* yang paling besar maka luas permukaan perpindahan panas akan semakin luas, sehingga temperatur *outlet* akan semakin tinggi. Selain dipengaruhi oleh diameter *fins* dan jarak *fins* terhadap *obstacle* juga memberikan pengaruh terhadap perpindahan panas. Semakin dekat *fins* dengan *obstacle*, maka akan semakin besar pula olakan yang dihasilkan. Pada variasi *fins* berikut olakannya paling besar karena *fins* berada pada jarak 0,25L dari *obstacle* sehingga dapat memperbesar nilai *Reynolds Number* yang akan berpengaruh pada perpindahan panas aliran. Namun jika dilihat dari sisi penurunan tekanan, semakin besar *fins* maka semakin besar juga penurunan tekanan yang dihasilkan. Berikut merupakan vektor kecepatan pada variasi *fins* dengan perbedaan temperature terendah dapat dilihat pada Gambar 4.9.



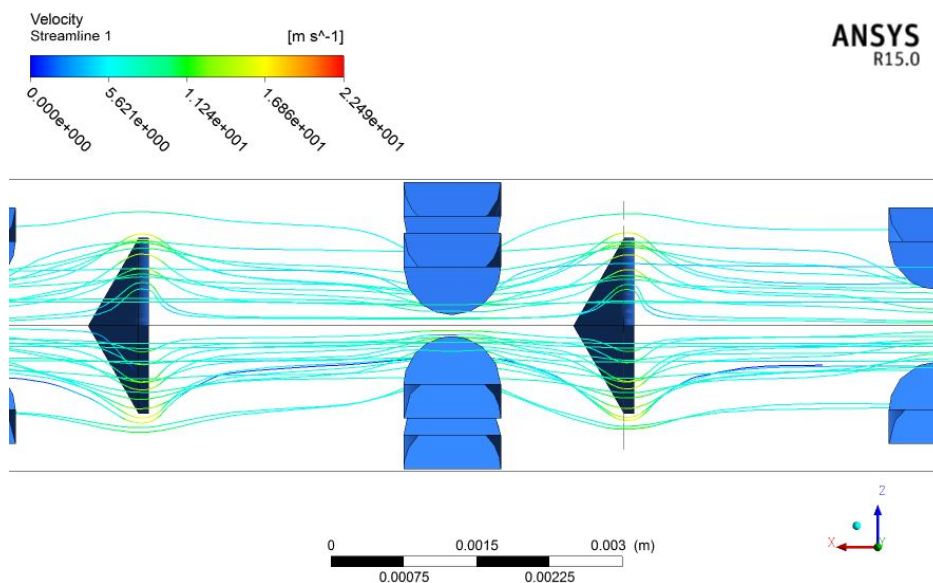
Ga
terl.....



arak



Gambar 4.12 *Streamline* kecepatan pada simulasi dengan *fins* 10 mm dan jarak terhadap *obstacle* 0.5L

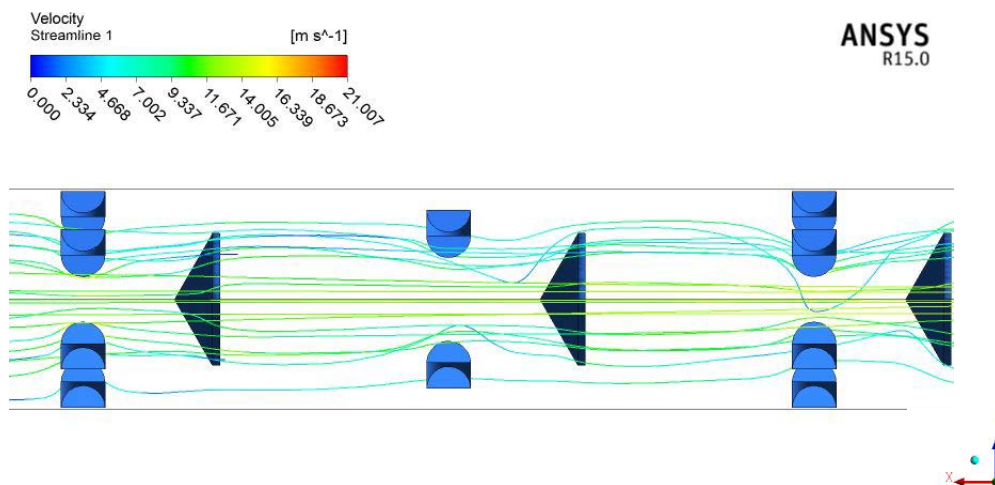


Gambar 4.13 *Streamline* kecepatan pada simulasi dengan *fins* 10 mm dan jarak terhadap *obstacle* 0.75L

Pada Gambar 4.14 menunjukkan *streamline* kecepatan yang dihasilkan dari *fins* dengan perolehan perbedaan temperature terendah. *Fins* tersebut memiliki diameter sebesar 6mm dan jarak terhadap *obstacle* 0,75ℓ, perbedaan temperature yang dihasilkan adalah sebesar 8,74 K. Namun penurunan tekanan yang dihasilkan



tidak sebesar penurunan tekanan pada *fins* dengan variasi yang dibahas sebelumnya. Oleh karena itu, pemilihan *fins* didasarkan pada rasio perbandingan antara penurunan tekanan terhadap peningkatan temperature. Rasio yang diharapkan yakni dengan nilai terkecil dengan penurunan tekanan terkecil dan peningkatan temperatur terbesar. Rasio terbesar menunjukkan bahwa peningkatan temperatur tidak signifikan namun penurunan tekanan masih terus terjadi, sehingga variasi *fins* tersebut tidak direkomendasikan.



Gambar 4.14 *Streamline* kecepatan pada simulasi dengan *fins* 6 mm dan jarak terhadap *obstacle* 0.75L

4.2 Eksperimental

4.2.1 Data Dimensi Kolektor Surya

Kolektor surya pemanas udara yang digunakan pada percobaan ini adalah kolektor surya dengan plat *absorber* berbentuk *v-corrugated* dengan sudut gelombang 20° dimana fluida kerja di alirkan dibagian bawah plat *absorber*. Dimensi kolektor surya yang digunakan dalam percobaan yaitu sebagai berikut:

- Panjang kolektor surya : $L = 0,9$ m
- Lebar kolektor surya : $\ell = 0,03$ m
- Tinggi *ducting channel* : $t = 0,85$ m
- Luasan efektif kolektor surya : 0.155 m²
- Sudut gelombang : 20°
- Cover glass



-
- 1. Transmisivitas (τ_{cg}) : 0,85
 - 2. Emisivitas (ε_{cg}) : 0,8
 - Plat absorber
 - 1. Absorbsivitas (α_{abs}) : 0,88
 - 2. Emisivitas (ε_{abs}) : 0,9
 - Styrofoam
 - 1. Tebal styrofoam : 0,03 m
 - 2. Konduktifitas thermal ($k_{styrofoam}$) : 0,01 W/m.K
 - Papan triplex
 - 1. Tebal triplex : 0,005 m
 - 2. Konduktifitas thermal ($k_{triplex}$) : 0,12 W/m.K

4.2.2 Perhitungan

Dari data-data yang diperoleh dari hasil percobaan dilakukan perhitungan untuk mengetahui performa dari kolektor surya pemanas udara berbentuk *v-corrugated* dengan penambahan fin berbentuk prisma segitiga. Analisa yang digunakan berdasarkan pada batasan masalah yang telah disebutkan. Berikut merupakan contoh perhitungan untuk mengetahui performansi dari kolektor surya pada laju aliran massa 0.008 kg/s dan intensitas radiasi sebesar 431.372 Watt/m².

Adapun data-data yang telah diperoleh dari pengujian kolektor surya adalah sebagai berikut:

- 1. Intensitas radiasi lampu halogen, $I_T = 431 \text{ Watt/m}^2$
- 2. Laju aliran massa, $\dot{m} = 0.008 \text{ kg/s}$
- 3. Kecepatan udara ambient, $V_w = 0 \text{ m/s}$
- 4. Temperatur udara ambient, $T_{amb} = 300 \text{ K}$,
- 5. Temperatur plat *absorber*, $T_{abs} = 327.524 \text{ K}$
- 6. Temperatur *cover glass*, $T_{cg} = 307.168 \text{ K}$
- 7. Temperatur *inlet* fluida, $T_{f, in} = 305.25 \text{ K}$
- 8. Temperatur outlet fluida, $T_{f, out} = 313.33 \text{ K}$
- 9. Temperatur fin, $T_{fin} = 312.972 \text{ K}$



10. Temperatur base, $T_{base} = 311.961 \text{ K}$
11. Temperatur isolasi, $T_{iso} = 303 \text{ K}$
12. Percepatan gravitasi, $g = 9.8 \text{ m/s}^2$
13. Konstanta Boltzman, $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

4.2.2.1 Perhitungan Intensitas Cahaya mengenai Plat *Absorber*

Intensitas radiasi lampu halogen yang terbaca pada *pyranometer* sebesar 3.3 mVolt. Ketelitian *pyranometer* adalah 7.65 mVolt/kW.m². Intensitas yang mengenai plat *absorber* adalah :

$$I_T = \frac{3.3 \text{ mVolt}}{0.00765 \text{ mVolt/W.m}^2} = 413.372 \text{ W/m}^2$$

$$S = (1.01) \tau_{cg} \alpha_{abs} I$$

$$S = (1.01) \times 0.85 \times 0.88 \times 413.372 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$S = 325.893 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

4.2.2.2 Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi antara kaca penutup dengan udara luar (h_w)

Percobaan dilakukan di Laboratorium Perpindahan Panas dan Massa Jurusan Teknik Mesin ITS, sehingga kecepatan angin tidak mempengaruhi percobaan sehingga dapat diabaikan, $v_w = 0 \text{ m/s}$.

4.2.2.3 Menghitung koefisien perpindahan panas konveksi antara kaca penutup dengan plat *absorber* ($h_{\text{conv, cg-abs}}$)

$$T_{f, \text{cg-abs}} = \frac{T_{\text{cg}} + T_{\text{abs}}}{2} = \frac{307.168 + 327.524}{2} = 317.345 \text{ K}$$

Berdasarkan $T_{f, \text{cg-abs}}$ maka dari tabel A.4 *Thermophysical properties of gases at atmospheric pressure* selanjutnya didapatkan :

$$\nu = 20 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\alpha = 25.7 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

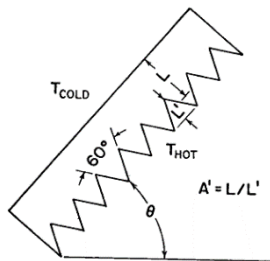
$$k = 27.89 \times 10^{-3} \text{ W/m.K}$$



$$Ra = \frac{g\beta' \Delta T_{cg-abs} L_{cg}^3}{\nu \alpha} = \frac{g \frac{1}{T_{f,cg-abs}} \Delta T_{cg-abs} L_{cg}^3}{\nu \alpha}$$

$$Ra = \frac{9.8 \text{ m/s}^2 \times 0.00315 \text{ K}^{-1} \times (327-307) \text{ K} \times (0.9 \text{ m})^3}{(1.764 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}) \times (2.567 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s})} = 1036640627$$

Menentukan nilai konstanta (C_3 dan n) berdasarkan Tabel 2.1



dengan,
 $\theta = 0^\circ$

$$A' = \frac{L}{L'} = \frac{10 \text{ mm} + (1/2 \times 85) \text{ mm}}{85 \text{ mm}} = 0.716$$

dapat dilihat pada tabel, sehingga

$C_3 = 0.06$ dan $n = 0.41$

$$Nu = C_3 \cdot Ra^n = 0.06 \times 1036640627^{0.41} = 298.235$$

$$h_{\text{conv,cg-abs}} = \frac{Nu \cdot k}{L_{cg}} = \frac{298.235 \times (27.4 \cdot 10^{-3} \text{ W/m.K})}{0.9 \text{ m}} = 42.205 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

4.2.2.4 Menghitung koefisien perpindahan panas radiasi antara kaca penutup

dengan udara luar ($h_{r,cg-amb}$)

$$T_{\text{sky}} = 0.0552 T_{\text{amb}}^{1.2} = 0.0552 \times 300^{1.2} = 51.81847 \text{ K}$$

$$h_{r,cg-amb} = \epsilon_{cg} \sigma \frac{(T_{cg} + T_{\text{sky}})(T_{cg}^2 + T_{\text{sky}}^2)(T_{cg} - T_{\text{sky}})}{(T_{cg} - T_{\text{amb}})}$$

$$= 0.8 \times \left(5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4 \right) \times$$

$$\frac{(307.168 + 51.81847)(307.168^2 + 51.8185^2)(307.168 - 51.8185)}{(51.8185 - 300)}$$

$$= 56.256 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

4.2.2.5 Menghitung koefisien perpindahan panas radiasi antara kaca penutup

dengan plat *absorber* ($h_{r,cg-abs}$)

$$F_{1-3} = 1 - \sin \frac{\alpha}{2} = 1 - \sin \frac{20^\circ}{2} = 0.826352$$

F_{1-3} merupakan *view factor* (faktor bentuk) berpengaruh pada proses perpindahan radiasi dari plat *absorber* ke kaca penutup dan sekelilingnya.

$$L = 0.086313 \text{ m}$$



$$H = 1 \text{ cm} + (1.5 \times 8.5 \text{ cm}) = 5.25 \text{ cm} = 0.0525 \text{ m}$$

$$F_{12-3} = \frac{2L(F_{1-3})}{2L+2H} = \frac{2 \times 0.086313 \text{ m} \times 0.826352}{(2 \times 0.086313 \text{ m}) + (2 \times 0.0525 \text{ m})} = 0.51382$$

$$A_{\text{abs}} = 2 \times (0.9 \text{ m} \times 0.086313 \text{ m}) = 0.1553634 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{cg}} = 0.9 \text{ m} \times 0.03 \text{ m} = 0.027 \text{ m}^2$$

$$h_{r,\text{cg-abs}} = \frac{\sigma(T_{\text{abs}}^2 + T_{\text{cg}}^2)(T_{\text{abs}} + T_{\text{cg}})}{\frac{1 - \epsilon_{\text{abs}}}{\epsilon_{\text{abs}}} + \frac{1}{F_{12-3}} + \frac{(1 - \epsilon_{\text{cg}})A_{\text{abs}}}{A_{\text{cg}}}} =$$

$$\frac{5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4 (327.524^2 + 307.168^2)(327.524 + 307.168)}{\frac{1 - 0.99}{0.99} + \frac{1}{0.51382} + \frac{(1 - 0.8) \times 0.1553634 \text{ m}^2}{0.027 \text{ m}^2}}$$

$$h_{r,\text{cg-abs}} = 2.333855 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

4.2.2.6 Menghitung $R_{\text{total upper}}$

$$R_{\text{total upper}} = \frac{1}{h_w} + \frac{1}{h_{r,\text{cg-amb}}} + \frac{1}{h_{\text{conv,cg-abs}}} + \frac{1}{h_{r,\text{cg-abs}}}$$

$$R_{\text{total upper}} = \left(\frac{1}{2.3339} + \frac{1}{56.2563} + \frac{1}{9.1404} \right) \frac{1}{\text{W/m}^2 \cdot \text{K}} = 0.5557 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

4.2.2.7 Menghitung *Overall heat coefficient top* (U_T)

$$U_T = \frac{1}{R_{\text{total upper}} \cdot A_{\text{abs}}} = \frac{1}{(0.5557 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}) \times (0.1553634 \text{ m}^2)}$$

$$U_T = 11.5837 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

4.2.2.8 Menghitung *Overall heat coefficient bottom* (U_B)

$$U_B = \frac{1}{\left(\frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \frac{1}{h_w} \right) \cdot A_{\text{iso}}} = \frac{1}{\left(\frac{0.03 \text{ m}}{0.01 \text{ W/m} \cdot \text{K}} + \frac{0.005 \text{ m}}{0.12 \text{ W/m} \cdot \text{K}} \right) \cdot (0.027 \text{ m}^2)}$$

$$U_B = 12.17656 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

4.2.2.9 Menghitung *Overall heat coefficient total* (U_L)

$$U_L = U_T + U_B = 11.5837 + 12.17656 = 18.984 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$



4.2.2.10 Menghitung koefisien konveksi antara plat *absorber* dengan fluida

$$(h_{\text{conv,abs-fluida}})$$

$$A_c = A_{\text{duct}} - (A_{\text{fin}} + A_{\text{obs}})$$

$$A_c = \left(\frac{l_{\text{duct}} \times t_{\text{duct}}}{2} \right) - \left[(t_{\text{segitiga}} \times t_{\text{fin}} \times 2) + \left(\frac{l_{\text{obstacle}} \times t_{\text{obstacle}}}{2} \right) \right]$$

$$= \left(\frac{0.03 \times 0.085}{2} \right) - \left[(0.003 \times 0.05 \times 2) + \left(\frac{0.01558 \times 0.05}{2} \right) \right] = 5.855 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$P = (l_{\text{sisi duct}} \times 2) + (t_{\text{segitiga}} \times 4) + (l_{\text{duct}} - \text{alas obstacle}) + (t_{\text{obstacle}} \times 2)$$

$$= (0.08631 \times 2) + (0.003 \times 4) + (0.03 - 0.01558) + (0.05 \times 2) = 0.299046 \text{ m}$$

$$D_h = \frac{4 \times A_c}{P} = \frac{4 \times 5.855 \times 10^{-4} \text{ m}^2}{0.299046 \text{ m}} = 0.00783157 \text{ m}$$

$$T_{\text{fluida}} = \frac{T_{\text{in}} + T_{\text{out}}}{2} = \frac{305.25 + 313.33}{2} = 309.29 \text{ K}$$

Berdasarkan T_{fluida} maka dari tabel A.4 *Thermophysical properties of gases at atmospheric pressure* selanjutnya didapatkan :

$$\rho = 1.12646 \text{ kg/m}^3$$

$$C_p = 1007.42 \text{ J/kg.K}$$

$$\mu = 190.04 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 27.08 \times 10^{-3} \text{ W/m.K}$$

$$Pr = 0.70553$$

$$Re_{D_h} = \frac{\rho \times V \times D_h}{\mu} = \frac{1.12646 \text{ kg/m}^3 \times 5.2 \text{ m/s} \times 0.00783157 \text{ m}}{190.04 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}} = 2420.08$$

$$Nu_D = 0.023 Re_{D_h}^{\frac{4}{5}} Pr^n = 0.023 \left(3045.0833^{\frac{4}{5}} \right) (0.7057^{0.4}) = 12.2477$$

$$h_{\text{conv,abs-fluida}} = \frac{Nu_D \times k_{\text{fluida}}}{D_h} = \frac{12.2477 \times 0.02699 \times 10^{-3} \text{ W/m.K}}{0.00783157 \text{ m}} =$$

$$42.20542 \text{ W/m}^2.\text{K}$$



4.2.2.11 Menghitung koefisien radiasi antara plat *absorber* dan *base* ($h_{r,abs-base}$)

$$F_{1-4} = 1 - \sin \frac{\alpha}{2} = 1 - \sin \frac{20^\circ}{2} = 0.826352$$

$$F_{12-4} = \frac{2L(F_{1-4})}{2t_{fin} + W} = \frac{2 \times 0.086313(0.826352)}{(2 \times 0.003) + 0.03} = 3.9624956$$

$$h_{r,abs-base} = \frac{\sigma(T_{abs}^2 + T_{base}^2)(T_{abs} + T_{base})}{\frac{1 - \epsilon_{abs}}{\epsilon_{abs}} + \frac{1}{F_{12-4}} + \frac{(1 - \epsilon_{base})A_{abs}}{A_{base}}}$$

$$= \frac{5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4 (327.524^2 + 311.961^2)(327.524 + 311.961)}{\frac{1 - 0.9}{0.9} + \frac{1}{3.9624956} + \frac{(1 - 0.9) 0.1553634}{0.027}} = 23.16786 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

4.2.2.12 Menghitung Faktor Pelepasan Panas (F_R)

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{U_L}{\frac{h_1}{\sin^2 \frac{\alpha}{2}} + \frac{1}{h_1 + h_r}}} = \frac{1}{1 + \frac{23.760 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}{\frac{42.205 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}{\sin^2 \frac{20^\circ}{2}} + \frac{1}{42.205 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}} + \frac{1}{23.169 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}}} = 0.91130$$

$$\phi = \frac{\dot{m} C_p}{A_c U_L F'} = \frac{0.00963 \text{ kg/s} \times 1007 \text{ J/kg} \cdot \text{K}}{0.1553634 \text{ m}^2 \times 23.760 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \times 0.91130} = 2.881$$

$$F'' = \phi \left[1 - e^{-\frac{1}{\phi}} \right] = 2.874 \left[1 - e^{-\frac{1}{2.881}} \right] = 0.8449$$

$$F_R = F'' \cdot F' = 2.881 \times 0.8449 = 0.76997$$

4.2.2.13 Menghitung Energi Berguna ($Q_{Usefull}$)

Pada penelitian ini memperhitungkan energi berguna secara desain dan energi berguna secara aktual.

$$\begin{aligned} \text{a. } Q_{\text{desain}} &= \dot{m} C_p [T_{f,\text{out}} - T_{f,\text{in}}] \\ &= 0.008 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 1007 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \times [313.33\text{K} - 305.25\text{K}] \\ &= 62.65218 \text{ Watt} \\ \text{b. } Q_{\text{aktual}} &= A_c \cdot F_R [S - U_L (T_{f,\text{in}} - T_{\text{amb}})] \\ &= (0.1553634 \text{ m}^2) \times 0.76997 \left[325.8929 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} - \right. \\ &\quad \left. 23.760221 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} (305.25\text{K} - 300\text{K}) \right] \\ &= 24.0627 \text{ Watt} \end{aligned}$$



4.2.2.14 Menghitung Efisiensi (η)

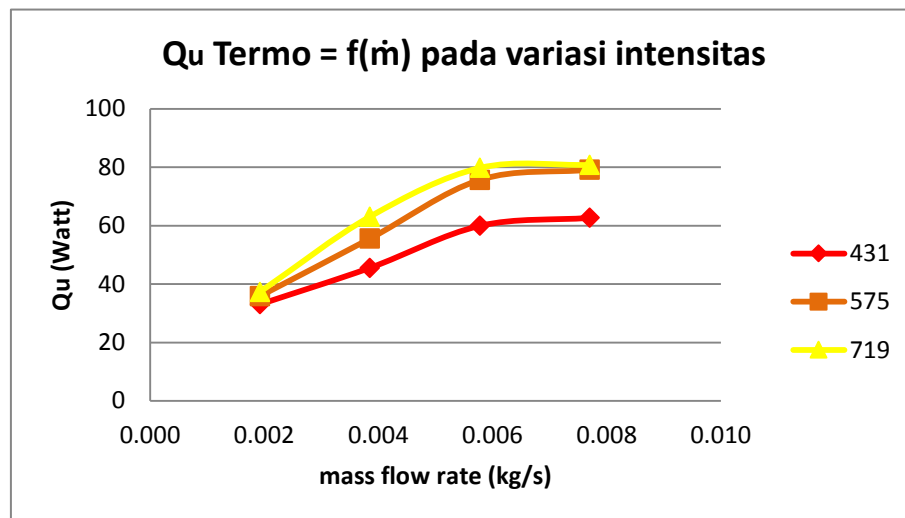
Pada penelitian ini memperhitungkan efisiensi secara desain dan efisiensi secara aktual.

$$\text{a. } \eta_{\text{desain}} = \frac{Q_{u\text{desain}}}{A_c I} = \frac{62.65218 \text{ Watt}}{0.1553634 \text{ m}^2 \times 431.372 \text{ Watt/m}^2} = 0.935$$

$$\text{b. } \eta_{\text{aktual}} = \frac{Q_{u\text{aktual}}}{A_c I} = \frac{24.0627 \text{ Watt}}{0.1553634 \text{ m}^2 \times 431.372 \text{ Watt/m}^2} = 0.359$$

4.3 Pembahasan Grafik

4.3.1 Analisa Energi Berguna Terhadap Variasi Intensitas Radiasi dan Laju Aliran Massa



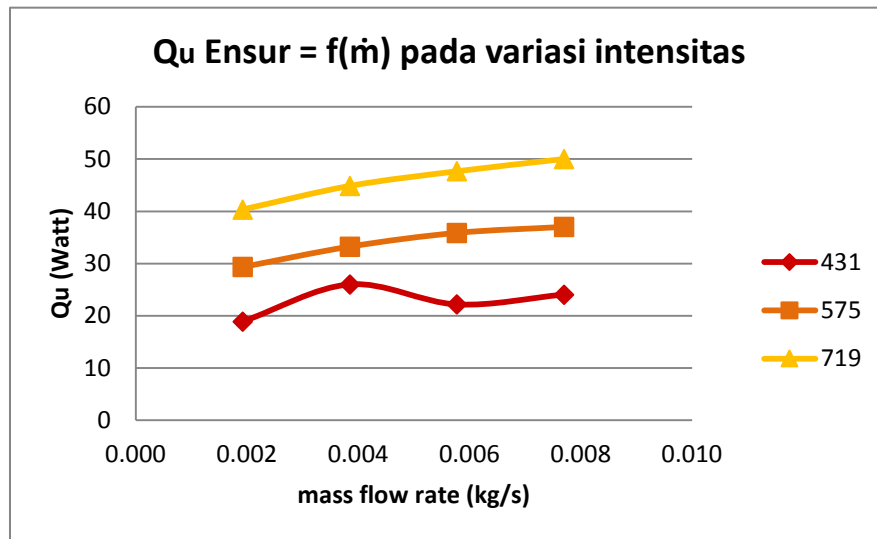
Gambar 4.11 Grafik perbandingan Q_u desain terhadap laju aliran massa

Pengertian dari energi berguna adalah besarnya panas yang diserap oleh fluida kerja untuk meningkatkan temperatur keluar. Q_{use} yang dihasilkan akan ditinjau secara termodinamika (desain) dan energi surya (aktual). Berdasarkan grafik pada Gambar 4.11 dapat kita lihat bahwa tren grafik Q_{usetermo} berubah terhadap besarnya laju aliran massa yang diberikan, semakin besar laju aliran massa yang diberikan maka nilai Q_{usetermo} akan semakin tinggi, begitu pula dengan besar intensitas radiasi yang diberikan, hal ini sesuai dengan rumus,

$$Q_u = \dot{m}_f \times C_p \times (T_{f,\text{out}} - T_{f,\text{in}}).$$

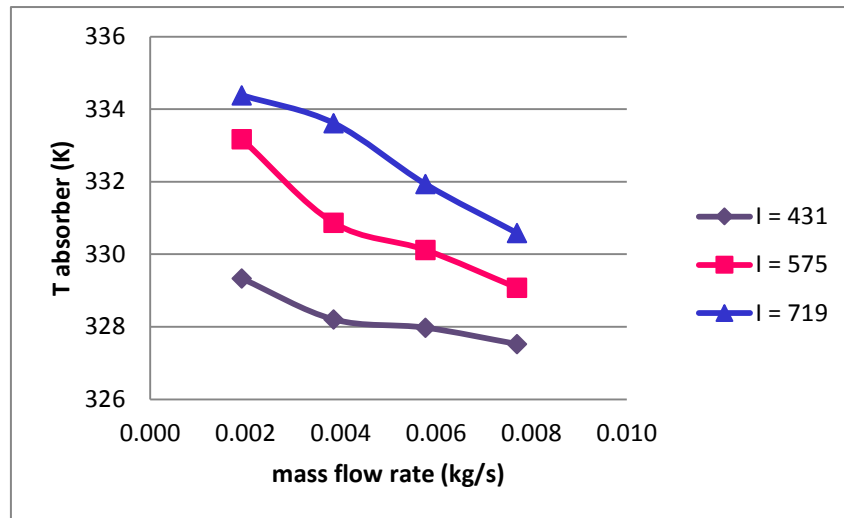


Nilai Q_{usetermo} paling tinggi dihasilkan pada laju aliran massa sebesar 0.008 kg/s dengan intensitas radiasi paling tinggi yakni, 719 Watt/m² yakni 80.78874 Watt. Namun pada grafik Q_{useensur} , nilai paling tinggi pada laju aliran massa sebesar 0.008 kg/s dengan intensitas 719 Watt/m² yakni 50.017973 Watt. Hal ini disebabkan oleh perhitungan Q_{usetermo} hanya dipengaruhi oleh besar laju aliran massa dan beda temperatur yang dihasilkan. Pada intensitas yang sama, semakin kecil laju aliran massa yang dialirkan dalam kolektor surya maka semakin mudah fluida tersebut untuk menyerap panas dan menghasilkan beda temperatur yang besar.



Gambar 4.12 Grafik perbandingan Q_{ensur} (aktual) terhadap laju aliran massa

Adapun pada Grafik Q_{ensur} sebagaimana diperlihatkan pada Gambar 4.12, tren grafik cenderung naik seiring bertambahnya laju aliran massa pada semua intensitas radiasi. Rumus $Q_u = A_c \cdot F_R [S - U_L (T_{f,in} - T_{amb})]$ menunjukkan bahwa besar Q_{useensur} dipengaruhi oleh besar intensitas yang diterima dan Q_{loss} , ($Q_{\text{loss}} = A_c \cdot [U_T (T_{abs} - T_{amb})]$), atau energi yang hilang. A_p adalah luasan efektif plat penyerap. T_{abs} adalah temperatur plat *absorber*. T_{amb} adalah temperatur sekitar. Jika perumusan U_T dijabarkan maka, nilainya bergantung pada koefisien konveksi dan radiasi pada plat penyerap dan cover glass, dimana $U_T = \frac{1}{R_{\text{total upper}} \cdot A_{\text{abs}}}$, dan $R_{\text{tot,upper}} = \frac{1}{h_w} + \frac{1}{h_{r,cg-amb}} + \frac{1}{h_{\text{conv,cg-ap}}} + \frac{1}{h_{r,cg-ap}}$.



Gambar 4.11 Grafik Temperatur plat penyerap fungsi laju aliran massa pada variasi intensitas radiasi

Pada Gambar 4.10 dapat dilihat jika temperatur plat *absorber* memiliki tren menurun seiring dengan naiknya laju aliran massa udara, dan semakin besar intensitas radiasi berbanding dengan *overall heat coefficient top* (U_T). Maka jika temperatur plat *absorber* semakin besar, $Q_{u \text{ termo}}$ akan semakin kecil karena Q_{loss} yang dihasilkan besar. Begitu pula dengan semakin tinggi intensitas radiasi, Q_{loss} juga yang dihasilkan semakin besar. Hal ini mengakibatkan tren grafik $Q_{u \text{ termo}}$ naik seiring kenaikan laju aliran massa pada semua intensitas.

Pada nilai $Q_{u \text{ termo}}$ dan $Q_{u \text{ ensur}}$ hasil perhitungan terdapat selisih yang cukup besar. Perbedaan yang cukup besar ini dikarenakan dalam melakukan perhitungan aktual terdapat banyak asumsi yang digunakan seperti faktor pelepasan panas, F_R , dan koefisien absorpsivitas plat *absorber* dan transmisivitas kaca dalam menghitung jumlah intensitas radiasi yang diterima kolektor surya, S , serta asumsi dalam perhitungan *overall heat coefficient total* sehingga hasil yang didapatkan kurang mendekati kondisi aktual eksperimen. Dengan demikian, nilai Q_{use} yang digunakan didasarkan pada perhitungan *design* (termodinamika).

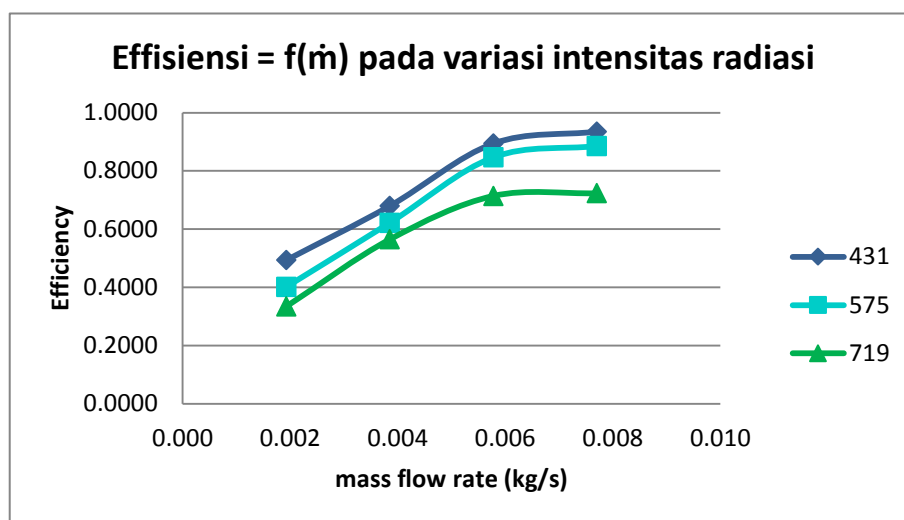


4.3.2 Analisa Efisiensi Terhadap Variasi Intensitas Radiasi dan Laju

Aliran Massa

Berdasarkan dari Gambar 4.10 dapat dilihat bahwa tren grafik perbandingan efisiensi terhadap laju aliran massa terus meningkat seiring dengan bertambahnya laju aliran massa. Efisiensi merupakan perbandingan antara energi yang berguna dengan energi yang masuk. Nilai efisiensi ini menunjukkan baik atau tidaknya kolektor surya yang diuji dalam mentransfer energi panas ke fluida kerja yang berupa udara. Efisiensi tertinggi sebesar 0,9348 dicapai pada laju aliran massa 0.008 kg/s dengan intensitas 431,372 Watt/m².

Besar efisiensi berbanding lurus dengan kalor yang diterima udara dan berbanding terbalik dengan radiasi yang diterima plat *absorber*. Hal ini sesuai dengan rumus $\eta = \frac{Q_{usedesain}}{A_c I_T}$ sehingga tren grafik naik. Efisiensi desain paling tinggi terjadi pada variasi intensitas paling rendah, yaitu 431,372 Watt/m². Sebaliknya, efisiensi paling rendah terjadi pada variasi intensitas paling tinggi, yaitu 718,954 Watt/m². Maka penjelasan dari fenomena ini adalah berdasarkan perumusan efisiensi jika dijabarkan yakni $\eta = 1 - \frac{Q_{loss}}{A_c I_T}$ dimana $Q_{loss} = A_c \cdot [U_T(T_{abs} - T_{amb})]$, atau energi yang hilang, semakin kecil intensitas radiasi maka beda temperatur plat penyerap dan udara sekitar semakin kecil pula. Dengan demikian efisiensi yang dihasilkan akan besar saat intensitas rendah.

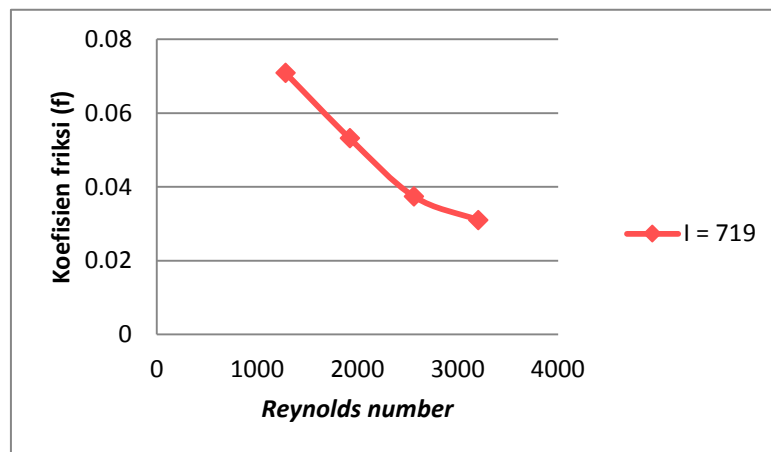


Gambar 4.10 Grafik perbandingan Efisiensi terhadap laju aliran massa



4.3.3 Analisa Penurunan Tekanan Terhadap Laju Aliran Massa

Pada eksperimen yang dilakukan, penurunan tekanan diukur dengan menggunakan *differential magnetic pressure gage*. Penurunan tekanan dihasilkan dari gaya gesek pada fluida yang mengalir dalam saluran dan dipengaruhi oleh kecepatan aliran. Penurunan tekanan diukur selama proses pemanasan pada tiap variasi *Reynolds Number*. Selanjutnya, dengan mengetahui panjang saluran udara (L), dan kecepatan udara (v), koefisien friksi aliran dapat dicari dengan persamaan yaitu, $\Delta P = \rho v \frac{v^2}{2}$



Gambar 4.12 Grafik perbandingan Koefisien friksi vs *Reynolds Number*

Dari Gambar 4.12 dapat dilihat grafik koefisien friksi aliran (f) fungsi *Reynolds Number* (Re) pada intensitas 719 Watt/m². Trendline grafik koefisien friksi menurun seiring kenaikan nilai *Reynolds Number*, hal ini sesuai jika dibandingkan dengan *Moody diagram*. Koefisien friksi tertinggi dicapai pada *Reynolds Number* 1271,06 dan mencapai terendah pada *Reynolds Number* 3202,7.

Besarnya bilangan *Reynolds* sebanding dengan kecepatan aliran fluida (v). Saat aliran dalam kategori laminar, nilai koefisien gesek dipengaruhi oleh *Reynolds Number* dan kekasaran permukaan saluran (roughness, e/D). Maka semakin besar *Reynolds Number* mengakibatkan semakin kecil nilai koefisien gesek. Sedangkan, saat aliran dalam kategori turbulen, nilai f cenderung konstan terhadap kenaikan *Reynolds Number*.



Halaman ini sengaja dikosongkan



BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari penelitian yang telah dilakukan pada kolektor surya *v-corrugated absorber* dengan penambahan *obstacle* dan *fins* berbentuk setengah silinder yang disusun secara *staggered* dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Berdasarkan hasil simulasi numerik, *fins* berbentuk setengah silinder yang paling optimum adalah *fins* dengan diameter 6 mm dan jarak terhadap *obstacle* sebesar 0.75ℓ dengan beda temperatur 8,7409 K dan penurunan tekanan sebesar 327 Pascal.
2. Dari hasil eksperimen, didapatkan $Q_{usedesain}$ paling tinggi pada laju aliran massa sebesar 0.008 kg/s dengan intensitas radiasi 718,954 Watt/m² yakni 80,78874 Watt. Sedangkan $Q_{usedesain}$ paling rendah pada laju aliran massa sebesar 0.002 kg/s dengan intensitas radiasi 431,372 Watt/m² yakni 33,05135 Watt.
3. Efisiensi paling tinggi yakni 93,84% dicapai pada laju aliran massa 0,008 kg/s dengan intensitas radiasi sebesar 431,372 Watt/m² dan efisiensi paling rendah 33,41% dicapai pada laju aliran massa 0,002 kg/s dengan intensitas radiasi sebesar 718,954 Watt/m².
4. Penurunan tekanan berbanding lurus dengan penambahan *Reynolds Number*. Penurunan tekanan paling kecil dicapai pada *Reynolds Number* 1271,06 yaitu 9 Pa dan penurunan tekanan paling besar pada *Reynolds Number* 3202,7 yaitu 42 Pa.

5.2 Saran

Demi kesempurnaan penelitian ini, ada beberapa masukan untuk penelitian selanjutnya, yaitu:

1. *Blower* yang digunakan sebaiknya jenis hisap agar aliran udara lebih stabil
2. Perlu pengujian lanjutan menggunakan sinar matahari



3. Studi lebih lanjut jenis material *fins* yang beragam.
4. Mempelajari karakteristik penggunaan kaca biasa dan *tempered glass* dan pengaruh lebar celah antara plat penyerap dan kaca penutup serta jarak lampu terhadap kaca.



DAFTAR PUSTAKA

- Akpinar E.K, Kocyigit F. (2010), "Experimental investigation of thermal performance of solar air heater having different obstacles on absorber plates", Int Comm in Heat and Mass Transfer Vol 37, Hal 416–421.
- Alta. D, Bilgili E, Ertekin C, Yaldiz O, (2010), "Experimental investigation of three different solar air heaters: Energy and exergy analyses", Applied Energy Vol.87, Hal 2953–2973.
- Bekele A, Mishra M, Sushanta Dutta, (2014), "Performance characteristics of solar air heater with surface mounted obstacles" , Energy Conversion and Management Journal Vol.85, Hal 603–611.
- Bhushan B, Singhutta R, (2010), "A review on methodology of artificial roughness used in duct of solar air heaters" , Energy Journal Vol.35, Hal: 202–212.
- Duffie. J.A dan Beckman. W.A, (1991), Solar Enggineering of Thermal Processes, 2nd ed. Canada: John wiley & Sons, Inc.
- Esen H. (2008), "Experimental energy and exergy analysis of a double-flow solar air heater having different obstacles on absorber plates", Building and Environment Journal Vol.43, Hal :1046–1054.
- Ekadewi A. H., Djatmiko Ichsani, Prabowo, Sutardi, (2016), "Numerical studies on the effect of delta-shaped obstacles' spacing on the heat transfer and pressure drop in v-corrugated channel of solar air heater", ScienceDirect, solar energy Vol 131, Hal: 47-60.
- Ekadewi A. H., Dajmiko Ichsani, Prabowo, Sutardi, (2014), "*Peningkatan Kinerja Kolektor Surya V-Corrugated Absorber Plate Menggunakan Obstacle yang ditekut Secara Vertikal*". ITS, Surabaya.
- El-Sebaili A.A, Enein S.A, Ramadan M.R.I, Shalaby S.M, Moharram B.M, (2011), "Investigation of thermal performance of-double pass-flat and v-



- corrugated plate solar air heaters”, *Energy Journal* Vol.36, Hal :1076-1086.
- Gupta. M.K dan Kaushik, S.C., (2009), “Performance evaluation of solar air heater having expanded metal mesh as artificial roughness on absorber plate”, *Thermal Sciences*, Vol 48, Hal: 1007-1016.
- Ho , C.D., Yeh, H.M., Cheng, T.W., Chen, T.C., Wang, R.C, (2009), ”The influences of recycle on performance of baffled double-pass flat-plate solar air heaters with internal fins attached”, *Applied Energy Journal* Vol.86, Hal :1470–1478.
- Islamoglu Y, Parmaksizoglu C, (2003), ”The effect of channel height on the enhanced heat transfer characteristics in a corrugated heat exchanger channel”, *Applied Thermal Engineering Journal* Vol.23, Hal : 979–987.
- Incropera., Frank.P, David P. Dewitt, (1996), “Fundamentals of heat and mass transfer”, Fourth edition. Jhon Wiley and Sons inc, New York.
- Kumar A, Bhagoria J.L., Sarviya R.M, (2009), ”Heat transfer and friction correlations for artificially roughened solar air heater duct with discrete W-shaped ribs”, *Energy Conversion and Management Journal* Vol.50, Hal: 2106–2117.
- Kulkarni K, Afzal A, Kim K-Y, (2015), ”Multi-objective optimization of solar air heater with obstacles on absorber plate”, *Solar Energy* Vol 114, Hal 364–377.
- Karima M.A, Hawlader M.N.A, (2006), ”Performance investigation of flat plate, v-corrugated and finned air collectors”, *Energy Journal* Vol.31, Hal : 452–470.
- Karsli S, (2007), “Performance analysis of new-design solar air collectors for drying applications ”, *Renewable Energy Journal* Vol.32, Hal :1645–1660.



- Kurtsbas., Turgut, (2006), "Exsperimental investigation of solar air heater with free and fixed fins: Effisiency and Exergy Loss. International Journal of science & Technology, Vol. 1 Hal :75-82.
- Layek A. Saini J.S., Solanki S.C, (2009), "Effect of chamfering on heat transfer and friction characteristics of solar air heater having absorber plate roughened with compound turbulators" , Renewable Energy Journal Vol.34, Hal : 1292–1298.
- Mirza Iqlima., Djatmiko Ichsani, (2012), "Studi Eksperimental dan Analisa Medan Kecepatan pada Performansi Kolektor Surya V-Corrugated Absorber dengan Penambahan Obstacle berbentuk Paruh dengan Variasi Sudut Paruh" Teknik Mesin ITS Surabaya.
- Naphon P, (2007), "Heat transfer characteristics and pressure drop in channel with V corrugated upper and lower plates" , Energy Conversion and Management Journal Vol.48, Hal :1516–1524.
- Ozgen F, Esen M, Esen H, (2009), "Experimental investigation of thermal performance of a double-flow solar air heater having aluminium cans" , Renewable Energy Journal Vol.34, Hal : 2391–2398.
- Peng D, Zhang X, Dong H, Lv K ,(2010), "Performance study of a novel solar air collector" , Applied Thermal Engineering Journal Vol.30, Hal : 2594-2601.
- Romdhane B.S, (2007), "The air solar collectors: Comparative study, introduction of baffles to favor the heat transfer", Solar Energy Journal Vol.81, Hal :139–149.
- Sahiti N, Lemouedda A, Stojkovic D, Durst F, Franz E ,(2006), "Performance comparison of pin fin in-duct flow arrays with various pin cross-sections", Applied Thermal Engineering Journal Vol.26 ,Hal : 1176–1192



Sebaili A.A, Al-Snani H , (2010), "Effect of selective coating on thermal performance of flat plate solar air heaters", Energy Journal Vol.35, Hal :1820-1828.

Sudirman S. (2014). "*Indonesia Outlook Energy*", BPPT ESDM.,Indonesia

Data Eksperimen (Temperatur)

NO	Dimensi Fin	Laju aliran massa (kg/s)	Intensitas (mVolt)	Tamb	Tcg				Tfluida		Tabs				Tfin				Tbase				Tiso	ΔP
					1	2	3	avg	in	out	1	2	3	avg	1	2	3	avg	1	2	3	avg		
1	Fins 6 mm Jarak 0.75L		3.3																					
2		0.002		27	47.1667	43.35	42.875	44.4639	32	49.05	56.093	55.3333	57.5617	56.3293	35.3125	30.0625	67.0833	44.1528	30.25	30	61.625	40.625	30	9
3		0.004		27	40.625	42.25	33.8125	38.8958	32.25	43.994	54.58	54.4067	56.625	55.2039	31.375	29.6667	64.625	41.8889	29.6875	31	52.65	37.7792	30	19
4		0.006		27	38.35	40.3	29.25	35.9667	32.5	42.802	54.1967	54.917	55.8133	54.9757	42.125	29.625	62.875	44.875	31.8333	28.75	46.75	35.7778	30	30
5		0.008		27	39.4375	30.4167	32.65	34.1681	32.25	40.33	53.25	54.3217	56	54.5239	48.0833	30.3333	41.5	39.9722	34	42.3	40.5833	38.9611	30	42
6			4.4																					
7		0.002		27	45	57.25	59.4	53.8833	32	50.5	61.4017	58.6437	60.476	60.1738	31.5	30.6667	63.0417	41.7361	31.25	37.75	62.5417	43.8472	30	9
8		0.004		27	43.3125	41.3	50.4167	45.0097	32	46.325	60.8967	54.981	57.733	57.8702	30.75	29.875	33.6667	31.4306	30.2083	30.375	58.3333	39.6389	30	19
9		0.006		27	44.5625	37.8125	40.6875	41.0208	32.025	45.034	57.854	55.857	57.6447	57.1186	33.375	30.25	36.875	33.5	32.5	31.35	39.5	34.45	30	30
10		0.008		27	41.5	35.7083	30.6667	35.9583	32.25	42.453	59.359	54.358	54.506	56.0743	35.4375	30.4375	60.0833	41.9861	37.75	29.5833	49.625	38.9861	30	42
11			5.5																					
12		0.002		27	50.3333	59.5833	64.75	58.2222	32	51.25	63.2767	60.1497	60.731	61.3858	36.0625	33	48.3075	39.1233	33	33.2083	42.25	36.1528	30	9
13		0.004		27	45.6667	50.0417	56.4167	50.7083	32	48.265	61.6417	60.552	59.656	60.6166	36.4375	31.4375	55.8125	41.2292	36.8125	31.25	36.5	34.8542	30	19
14		0.006		27	45.5	41.4375	46.1767	44.3714	32.25	45.962	59.854	58.7747	58.181	58.9366	50.4	31.3333	42.0833	41.2722	32.45	31.0625	35.5	33.0042	30	30
15		0.008		27	37.4	38.1875	39.0625	38.2167	32.25	42.669	57.226	57.7955	57.726	57.5825	47.75	29.5625	31.25	36.1875	28.875	28.8333	29.5	29.0694	30	42

Data Eksperimen

NO	Laju Aliran Massa (Kg/s)	Intensitas (W/m ²)	Tamb (K)	Tcg (K)	Tfluida (K)			Tabs (K)	Tfin (K)	Tbase (K)	Tiso (K)
					in	out	rata				
1		431.372									
2	0.002		300	317.4639	305	322.05	313.525	329.3293	317.1528	313.625	282
3	0.004		300	311.8958	305.25	316.994	311.122	328.2039	314.8889	310.7792	292
4	0.006		300	308.9667	305.5	315.802	310.651	327.9757	317.875	308.7778	303
5	0.008		300	307.1681	305.25	313.33	309.29	327.5239	312.9722	311.9611	315
6		575.163									
7	0.002		300	326.8833	305	323.5	314.25	333.1738	314.7361	316.8472	282
8	0.004		300	318.0097	305	319.325	312.1625	330.8702	304.4306	312.6389	292
9	0.006		300	314.0208	305.025	318.034	311.5295	330.1186	306.5	307.45	303
10	0.008		300	308.9583	305.25	315.453	310.3515	329.0743	314.9861	311.9861	315
11		718.954									
12	0.002		300	331.2222	305	324.25	314.625	334.3858	312.1233	309.1528	282
13	0.004		300	323.7083	305	321.265	313.1325	333.6166	314.2292	307.8542	292
14	0.006		300	317.3714	305.25	318.962	312.106	331.9366	314.2722	306.0042	303
15	0.008		300	311.2167	305.25	315.669	310.4595	330.5825	309.1875	320.9667	315

Data Eksperimen

cg-abs					abs-fluid				fin-fluid						fluid-base			
T rata	β'	Ra	Nu	h	T rata	Re	Nu	h	sumbu x	η fin	η o	Q t	R t	h	T rata	Re	Nu	h
323.397	0.00309	553400338.5	230.56714	7.181231	321.4272	0.9156	0.0186	0.06497	0.04	0.79	0.99251	2.893356328	99.8163726	0.06497	313.5750	0.916	0.01864	0.0649704
320.05	0.00312	1265848732	323.68889	1.634269	319.6630	1.8553	0.0328	0.11359	0.05	0.75	0.99108	5.073554556	57.17527953	0.11359	310.9506	1.855	0.03280	0.1135883
318.471	0.00314	952153481.2	288.018977	8.853981	319.3133	2.7901	0.0455	0.15724	0.06	0.72	0.99001	7.02147441	41.34810578	0.15724	309.7144	2.790	0.04546	0.1572373
317.346	0.00315	1036640627	298.235146	9.140444	318.4070	3.7478	0.0576	0.19839	0.07	0.7	0.9893	8.880291405	32.79553415	0.19839	310.6256	3.748	0.05757	0.1983853
330.029	0.00303	267243774.4	171.073746	5.421539	323.7119	0.9120	0.0186	0.06489							315.5486	0.912	0.01858	0.0648887
324.44	0.00308	590945647.6	236.856736	7.397446	321.5164	1.8448	0.0326	0.11339							312.4007	1.845	0.03265	0.113386
322.07	0.0031	765230680.1	263.333507	8.173040	320.8240	2.7768	0.0453	0.15700							309.4898	2.777	0.04528	0.1570016
319.016	0.00313	999585924.9	293.817395	9.045400	319.7129	3.7262	0.0573	0.19803							311.1688	3.726	0.05730	0.1980286
332.804	0.003	129368959.5	127.057874	4.055616	324.5054	0.9101	0.0185	0.06485							311.8889	0.910	0.01855	0.0648464
328.662	0.00304	429003908.3	207.711414	6.559301	323.3745	1.8351	0.0327	0.11370							310.4933	1.835	0.03252	0.1132512
324.654	0.00308	667242095.4	248.947323	7.779436	322.0213	2.7681	0.0454	0.15753							309.0551	2.768	0.04519	0.1569091
320.9	0.00312	936279752.2	286.04052	8.850275	320.5210	3.7240	0.0575	0.19883							315.7131	3.724	0.05729	0.1980454

Kecepatan (m/s)	Intensitas (W/m ²)	m dot	Qu		η	
			thermo	ensur (a)	thermo	ensur (a)
1.3	431.372	0	0	0	0	0
2.6		0.002	33.05135	0.0269288	0.4932	0.0004018
3.9		0.004	45.53139	0.0751205	0.6794	0.0011209
5.2		0.006	59.91115	0.0738311	0.8939	0.0011016
6.5		0.008	62.65218	0.1009915	0.9348	0.0015069
1.3	575.163	0.000	0	0	0.0000	0
2.6		0.002	35.86217	0.0424381	0.4013	0.0004749
3.9		0.004	55.5379	0.0811024	0.6215	0.0009076
5.2		0.006	75.65367	0.1198855	0.8466	0.0013416
6.5		0.008	79.11388	0.1552244	0.8853	0.0017371
1.3	718.954	0.000	0	0	0.0000	0
2.6		0.002	37.31604	0.0597284	0.3341	0.0005347
3.9		0.004	63.05926	0.1100749	0.5645	0.0009855
5.2		0.006	79.74196	0.1595223	0.7139	0.0014281
6.5		0.008	80.78874	0.2096349	0.7233	0.0018768

BIODATA PENULIS



Sulaiman Ali, Lahir pada tanggal 06 Juli 1983 di Purwodadi Aceh Barat, Provinsi Nanggroe Aceh Darussalam (NAD). Penulis menempuh Pendidikan Dasar di SD Negeri 1 Nigan, SMP Negeri 1 Jeuram, dan SMK Negeri 2 Meulaboh serta penulis juga menempuh pendidikan non formal di Dayah Pondok Pesantren Darul Muta'allimin Nigan Kab. Nagan Raya dan Dayah Pondok Pasantren Ahlussunnah Wal Jama'ah Babussalam Kota Meulaboh Aceh Barat.

Pada tahun 2002 penulis melanjutkan pendidikan S1 di Universitas Syiah Kuala Banda Aceh karena Konflik di Aceh penulis memutuskan untuk berhenti sejenak dan tidak melanjutkan lagi studinya. Tahun 2006 Pasca Tsunami dan Konflik di Aceh Alhamdulillah penulis melanjutkan pendidikan S1 nya di Jurusan Teknik Mesin Bidang Teknik Konversi Energi Universitas Teuku Umar (UTU) Meulaboh Aceh Barat dan tercatat sebagai mahasiswa angkatan perdana di Universitas Teuku Umar (UTU) Meulaboh. Semasa kuliah, penulis terlibat aktif di organisasi intra kampus dan pernah menjabat Sekretaris Umum Himpunan Mahasiswa Mesin (HMM) UTU, serta Sekretaris Jendral BEM Fak. Teknik UTU dan juga Menteri Agama pada Pemerintahan Mahasiswa (PEMA) Universitas Teuku Umar dan Anggota Forum Mahasiswa Mesin Se-Indonesia (FMMI Indonesia) serta aktif pada kegiatan Kepanitiaan Seminar di Universitas Teuku Umar dan juga di Jurusan Teknik Mesin UTU.

Kemudian pada tahun 2013 penulis mendapatkan Beasiswa dari Dikti Beasiswa Kementrian Riset dan Pendidikan Tinggi Republik Indonesia BPPDN untuk Dosen dan Calon Dosen dan di terima di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya, pada Pra Pascasarjana Jurusan Fisika 2013-2014 dan kemudian lolos pada Pasacasarjana Jurusan Teknik Mesin Bidang Studi Rekayasa Konversi Energi (RKE) Fakultas Teknologi Industri ITS Surabaya tahun 2014-2016. Semasa kuliah di ITS penulis juga aktif di Himpunan Mahasiswa Pascasarjana (HMP) ITS dan juga di Forum Silaturahmi Mahasiswa Muslim Pascasarjana (Forsimmpas) ITS, pernah menjadi panitia ketua bidang acara pada Seminar Nasional Peran Riset untuk kemajuan Industri Indonesia dengan pematari Mendikbud RI Prof. Mochamad Nuh serta pernah mengikuti Forsi Himmpas Mahasiswa Muslim Pascasarjana Se Indonesia mewakili ITS di IPB Bogor dan di UI di Jakarta. Penulis juga pernah menjadi panitia pada International Conference Jurusan Teknik Mesin ITS sebagai panitia dari mahasiswa pascasarjana ITS pada International Conference on Mechanical Engineering (ICOME) di Bali 2015. Alhamdulillah penulis telah selesai menyelesaikan studi S2 nya pada Program Pascasarjana Bidang Studi Rekayasa Konversi Energi. Sebagai bahan tesis dengan topik energy surya di bawah bimbingan Bapak Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichسانی, M.Eng. Jika ingin menyampaikan kritik, saran yang bersifat membangun, penulis dapat dihubungi melalui email: teungkusulaiman@gmail.com

Halaman ini sengaja dikosongkan